

ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

ХИМИЧЕСКОЙ
ТЕХНОЛОГИИ

ПОСОБИЕ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Под ред. докт. техн. наук проф. Ю. И. ДЫТНЕРСКОГО

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов
ВТУЗов, обучающихся по специальности
«Основные процессы химического производства
и химическая кибернетика»*



МОСКВА «ХИМИЯ» 1983

Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию/Под ред. Ю. И. Дытнерского. — М.: Химия, 1983. — 272 с., ил.

Изложены основы проектирования установок для проведения типовых процессов химической технологии. Рассмотрены цели и задачи курсового проекта, содержание, объем, порядок оформления пояснительной записки и графической части проекта. Даны общие принципы выбора и расчета аппаратов, вспомогательного оборудования, трубопроводов и арматуры. Приведены примеры расчета аппаратов и установок, рекомендуемая справочная литература. В приложениях даны необходимые справочные таблицы, перечень ГОСТов и нормативов, общие виды и узлы типовой аппаратуры.

Предназначена для студентов химико-технологических вузов. Может быть полезна студентам других специальностей, а также инженерно-техническим работникам химической и смежных отраслей.

272 с., 152 табл., 200 рис., 172 литературных ссылок

Рецензенты — 1) кафедра процессов и аппаратов химической технологии КХТИ (О. В. Маминов, А. Я. Мутрисков, Р. Г. Кудряков); 2) докт. техн. наук Г. А. АКСЕЛЬРУД

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	6			
В в е д е н и е. Содержание и объем курсового проекта	7	2.4. Определение основных размеров ректификационных колонн	62	
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ				
ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ТИПОВЫХ ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ				
Глава I. Гидравлические расчеты	9	3. Адсорбция в аппаратах с неподвижным слоем твердой фазы	65	
<i>Основные условные обозначения</i>	9	3.1. Материальный баланс	65	
1. Расчет гидравлического сопротивления трубопроводов	9	3.2. Массоперенос с пористой твердой фазой	65	
2. Расчет оптимального диаметра трубопроводов	10	3.3. Расчет адсорберов	66	
3. Расчет гидравлического сопротивления аппаратов с пористыми и зернистыми слоями и насадками	11	3.4. Расчет профилей концентраций и выходных кривых	67	
4. Расчет насосов и вентиляторов	12	<i>Литература</i>	75	
5. Примеры расчета насосов и вентиляторов	15	Глава IV. Механические расчеты основных узлов и деталей химических аппаратов	76	
Пример 1. Расчет насоса	15	<i>Основные условные обозначения</i>	76	
Пример 2. Расчет вентилятора	16	В в е д е н и е	76	
6. Расчет гидродинамических параметров двухфазных потоков	17	1. Расчет толщины обечаек	76	
<i>Литература</i>	19	2. Расчет толщины днищ	77	
Глава II. Тепловые расчеты	19	3. Расчет фланцевых соединений и крышек	78	
<i>Основные условные обозначения</i>	19	4. Расчет опор аппаратов	79	
1. Общая схема технологического расчета теплообменных аппаратов	20	5. Расчет трубных решеток	80	
2. Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи	21	6. Расчет компенсаторов	81	
3. Основные конструкции и параметры нормализованных теплообменных аппаратов	23	7. Расчет барабанов	82	
3.1. Кожухотрубчатые теплообменники	23	8. Расчет вертикальных валов перемешивающих устройств	84	
3.2. Теплообменники типа «труба в трубе»	28	<i>Литература</i>	85	
3.3. Пластинчатые теплообменники	29	ЧАСТЬ ВТОРАЯ		
3.4. Спиральные теплообменники	31	ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТИПОВЫХ УСТАНОВОК		
3.5. Блочные графитовые теплообменники	31	Глава V. Выпарная установка	86	
4. Примеры расчета теплообменников	32	<i>Основные условные обозначения</i>	86	
Пример 1. Расчет кожухотрубчатых холодильников	32	В в е д е н и е	86	
Пример 2. Расчет пластинчатых холодильников	34	1. Определение поверхности теплопередачи выпарных аппаратов	87	
Пример 3. Расчет пластинчатого подогревателя	36	1.1. Расчет концентраций упариваемого раствора	87	
Пример 4. Расчет кожухотрубчатых конденсаторов	36	1.2. Определение температур кипения растворов	87	
Пример 5. Расчет кожухотрубчатых испарителей	37	1.3. Расчет полезной разности температур	89	
5. Оптимальный выбор нормализованного теплообменного аппарата	39	1.4. Определение тепловых нагрузок	89	
Пример 6. Выбор оптимального варианта холодильника жидкости (дополнение к примерам 1 и 2)	40	1.5. Выбор конструкционного материала	90	
<i>Литература</i>	42	1.6. Расчет коэффициентов теплопередачи	90	
Глава III. Расчет массообменных процессов	42	1.7. Распределение полезной разности температур	91	
<i>Основные условные обозначения</i>	42	1.8. Уточненный расчет поверхности теплопередачи	92	
1. Абсорбция и жидкостная экстракция	42	2. Определение толщины тепловой изоляции	93	
1.1. Материальный баланс	43	3. Расчет барометрического конденсатора	93	
1.2. Расчет числа теоретических ступеней	44	3.1. Определение расхода охлаждающей воды	93	
1.3. Определение расхода абсорбента или экстрагента	48	3.2. Расчет диаметра барометрического конденсатора	93	
1.4. Расчет диаметра противоточных колонн	48	3.3. Расчет высоты барометрической трубы	93	
1.5. Расчет межфазной поверхности	50	4. Расчет производительности вакуум-насоса	94	
1.6. Расчет параметров, определяющих интенсивность массопереноса	50	5. Расчет оптимального числа корпусов многокорпусной выпарной установки	94	
1.7. Расчет высоты аппаратов с непрерывным контактом фаз	53	Приложения	96	
1.8. Расчет числа ступеней в аппаратах со ступенчатым контактом фаз	55	Приложение 1. Типы выпарных трубчатых аппаратов	96	
2. Непрерывная ректификация бинарных систем	58	Приложение 2. Основные размеры выпарных аппаратов	96	
2.1. Материальный и тепловой балансы	58	Приложение 3. Поверхностное натяжение, плотность и вязкость некоторых водных растворов при различных концентрациях и температурах раствора	100	
2.2. Расчет числа теоретических ступеней	58	Приложение 4. Температурные депрессии водных растворов при атмосферном давлении	100	
2.3. Ректификация при постоянстве мольных расходов	60	Приложение 5. Основные размеры барометрических конденсаторов	101	
		Приложение 6. Техническая характеристика вакуум-насосов типа ВВН	101	
		<i>Литература</i>	102	

Глава VI. Абсорбционная установка	102	1.2. Определение расхода адсорбента	150
<i>Основные условные обозначения</i>	102	1.3. Определение объемного коэффициента массо- передачи	150
Введение	102	1.4. Определение общего числа единиц переноса	151
1. Расчет насадочного абсорбера	103	2. Расчет абсорбционной установки периодического дей- ствия с неподвижным слоем адсорбента	151
1.1. Определение массы поглощаемого вещества и расхода поглотителя	103	2.1. Построение изотермы адсорбции	152
1.2. Расчет движущей силы	104	2.2. Определение продолжительности стадии адсорб- ции	153
1.3. Расчет коэффициента массопередачи	104	3. Расчет абсорбционной установки с движущимся слоем адсорбента	154
1.4. Расчет скорости газа и диаметра абсорбера	105	3.1. Расчет диаметра аппарата	154
1.5. Определение плотности орошения и активной поверхности насадки	106	3.2. Расчет скорости движения адсорбента	154
1.6. Расчет коэффициентов массоотдачи	106	3.3. Расчет длины слоя адсорбента	155
1.7. Определение поверхности массопередачи и вы- соты абсорберов	107	4. Характеристики абсорберов	156
1.8. Расчет гидравлического сопротивления абсор- беров	107	4.1. Абсорберы с неподвижным слоем поглотителя	156
2. Расчет тарельчатого абсорбера	108	4.2. Абсорберы с движущимся слоем поглотителя	161
2.1. Расчет скорости газа и диаметра абсорбера	109	4.3. Абсорберы с псевдооживленным слоем поглот- ителя	161
2.2. Расчет коэффициента массопередачи	110	<i>Литература</i>	162
2.3. Расчет высоты светлого слоя жидкости	110	Глава X. Сушильная установка	162
2.4. Расчет коэффициентов массоотдачи	111	<i>Основные условные обозначения</i>	162
2.5. Расчет числа тарелок абсорбера	111	Введение	162
2.6. Выбор расстояния между тарелками и опреде- ление высоты абсорбера	111	1. Расчет барабанной сушилки	163
2.7. Расчет гидравлического сопротивления тарелок абсорбера	112	1.1. Определение параметров топочных газов, по- даваемых в сушилку	164
3. Сравнение данных расчета насадочного и тарельча- того абсорберов	112	1.2. Определение параметров отработанных газов, расхода сушильного агента и расхода тепла на сушку	164
Приложения	113	1.3. Определение основных размеров сушильного барабана	165
Приложение 1. Конструкции колонных аппаратов	113	2. Расчет сушилки с псевдооживленным слоем	168
Приложение 2. Тарелки колонных аппаратов	114	2.1. Определение расхода воздуха, скорости газов и диаметра сушилки	168
<i>Литература</i>	124	2.2. Определение высоты кипящего слоя	170
Глава VII. Ректификационная установка	125	2.3. Гидравлическое сопротивление сушилки	171
<i>Основные условные обозначения</i>	125	<i>Литература</i>	172
Введение	125	Глава XI. Холодильные установки	172
1. Расчет насадочной ректификационной колонны	125	<i>Основные условные обозначения</i>	172
1.1. Материальный баланс колонны и определение рабочего флегмового числа	126	Введение	173
1.2. Расчет скорости пара и диаметра колонны	127	1. Расчет компрессионной паровой холодильной установки	173
1.3. Расчет высоты насадки	128	1.1. Расчет холодильного цикла	174
1.4. Расчет гидравлического сопротивления насадки	130	1.2. Подбор холодильного оборудования	175
2. Расчет тарельчатой ректификационной колонны	131	1.3. Расчет контура хладоносителя	178
2.1. Расчет скорости пара и диаметра колонны	131	1.4. Расчет системы оборотного водоохлаждения	179
2.2. Расчет высоты ректификационной колонны	131	1.5. Расчет тепловой изоляции	181
2.3. Определение высоты светлого слоя жидкости на тарелке и паросодержания барботажного слоя	132	1.6. Энергетическая эффективность компрессионной установки	181
2.4. Расчет коэффициентов массопередачи и высоты колонны	132	2. Расчет абсорбционной холодильной установки	184
2.5. Расчет гидравлического сопротивления тарелок колонны	135	2.1. Расчет цикла абсорбционной холодильной ма- шины	185
3. Выбор оптимального варианта ректификационной установки	135	2.2. Подбор оборудования	190
<i>Литература</i>	136	2.3. Энергетическая эффективность абсорбционной установки	191
Глава VIII. Экстракционная установка	136	3. Сравнительный технико-экономический анализ ком- прессионной и абсорбционной холодильных машин	192
<i>Основные условные обозначения</i>	136	<i>Литература</i>	194
Введение	137	Глава XII. Мембранные установки для концентрирования растворов	194
1. Расчет экстракционных аппаратов	137	<i>Основные условные обозначения</i>	194
1.1. Скорость осаждения капель	137	Введение	194
1.2. Скорости захлебывания в противоточных экс- тракционных колоннах	138	1. Расчет установки с применением обратного осмоса	194
1.3. Удерживающая способность	138	1.1. Определение степени концентрирования на сту- пени обратного осмоса	195
1.4. Размер капель	139	1.2. Выбор мембраны	195
1.5. Коэффициенты массоотдачи	140	1.3. Приближенный расчет рабочей поверхности мембран	196
1.6. Размер отстойных зон	141	1.4. Выбор аппарата	196
2. Пример расчета распылительной колонны	141	1.5. Секционирование аппаратов в установке	197
3. Пример расчета роторно-дискового экстрактора	144	1.6. Расчет наблюдаемой селективности мембран	198
<i>Литература</i>	146	1.7. Уточненный расчет рабочей поверхности мембран	199
Глава IX. Адсорбционная установка	147	1.8. Расчет гидравлического сопротивления	200
<i>Основные условные обозначения</i>	147		
Введение	147		
1. Расчет адсорбционной установки с псевдооживленным слоем адсорбента	147		
1.1. Определение скорости газового потока	150		

2. Расчет установки с применением ультрафильтрации	201	Приложение 8. Установка обратного осмоса с доупариванием концентрата	230
2.1. Выбор мембраны	201	Приложение 9. Теплообменник «труба в трубе»	232
2.2. Приближенный расчет рабочей поверхности мембраны	202	Приложение 10. Конденсатор	234
2.3. Выбор аппарата	202	Приложение 11. Кипятильник	236
2.4. Расчет наблюдаемой селективности мембран	205	Приложение 12. Аппарат выпарной с естественной циркуляцией и вынесенной греющей камерой	238
2.5. Уточненный расчет поверхности мембран	205	Приложение 13. Аппарат выпарной с естественной циркуляцией, вынесенной греющей камерой и зоной кипения	240
2.6. Расчет гидравлического сопротивления	205	Приложение 14. Аппарат выпарной с принудительной циркуляцией, соосной греющей камерой и вынесенной зоной кипения	242
Приложения	206	Приложение 15. Аппарат выпарной с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой и солеотделением	244
Приложение 1. Химическая теплота гидратации ионов при бесконечном разбавлении и температуре 25 °С	206	Приложение 16. Колонна абсорбционная диаметром 1000 мм	246
Приложение 2. Некоторые физико-химические свойства водных растворов электролитов при 25 °С	206	Приложение 17. Колонна ректификационная диаметром 800 мм (с колпачковыми тарелками)	248
<i>Литература</i>	207	Приложение 18. Колонна ректификационная диаметром 1000 мм (с клапанными тарелками)	250
ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ			
ГРАФИЧЕСКОЕ ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА			
1. Общие требования	208	Приложение 19. Колонна ректификационная диаметром 2000 мм (с клапанно-ситчатыми тарелками)	252
2. Технологические схемы	208	Приложение 20. Колонна ректификационная диаметром 2600 мм (с ситчатыми тарелками многопоточная)	254
3. Основные требования к чертежам общего вида	210	Приложение 21. Экстрактор роторно-дисковый диаметром 1500 мм	256
Приложение 1. Установка выпарная трехкорпусная	216	Приложение 22. Адсорбер кольцевой	258
Приложение 2. Установка абсорбционная	218	Приложение 23. Корпус барабанной сушилки	260
Приложение 3. Установка ректификационная	220	Приложение 24. Аппарат обратного осмоса с ролонными элементами	262
Приложение 4. Установка экстракционная	222	Приложение 25. Аппарат ультрафильтрации плоскорамного типа	264
Приложение 5. Установка адсорбционная	224	Предметный указатель	266
Приложение 6. Установка сушильная	226		
Приложение 7. Установка холодильная аммиачная	228		

ПРЕДИСЛОВИЕ

Определяющая роль курса «Основные процессы и аппараты химической технологии» в подготовке химиков-технологов общеизвестна. Этот курс базируется на фундаментальных законах естественных наук и составляет теоретическую основу химической технологии.

Проект по процессам и аппаратам химической технологии является завершающим этапом работы студентов над курсом и по существу их первой большой самостоятельной инженерной работой в ВУЗе. Курсовой проект включает расчет типовой установки (выпарной, абсорбционной, ректификационной и др.) и ее графическое оформление. В период работы над проектом студент знакомится с действующими ГОСТами, ОСТАми, нормами, справочной литературой, приобретает навыки выбора аппаратуры и технико-экономических обоснований, оформления технической документации. Объем и содержание курсового проекта по процессам и аппаратам в разных ВУЗах зависят от количества отводимого на его выполнение времени и программы курса.

Данное пособие составлено по следующей схеме. Первая часть посвящена общим принципам расчета гидравлических, тепловых и массообменных процессов, а также механическим расчетам аппаратов. Приведенные здесь уравнения, справочные данные и рекомендации помогут рассчитать гидравлическое сопротивление систем, подобрать для них соответствующие насосы, вентиляторы или газодувки; рассчитать теплообменные аппараты и выбрать оптимальный для данного случая вариант теплообменника; определить основные параметры, необходимые для расчета массообменных аппаратов; рассчитать аппараты на прочность.

Во второй части даны примеры расчета типовых установок (выпарных, абсорбционных, ректификационных и др.), рекомендации по расчету аппаратов различных конструкций. Рассмотрены вспомогательные аппараты и оборудование, которые следует рассчитать или подобрать для обеспечения работы данной установки. Приведены справочные данные по устройству и размерам типовых аппаратов. В третьей части даны принципы графического оформления

курсового проекта с учетом правил ЕСКД и приведены примеры выполнения технологических схем установок и чертежей типовых аппаратов и узлов.

Ограниченность объема пособия не позволила включить в него примеры расчета некоторых процессов (таких, как экстрагирование из твердых тел, ионный обмен). Для них в соответствующих разделах приводится рекомендуемая литература.

При выполнении курсового проекта по процессам и аппаратам химической технологии предполагается использование вычислительной техники. Для облегчения решения этой задачи в пособии приводятся схемы расчетов основных аппаратов. Задачу по разработке программ для ЭВМ каждая кафедра должна решать с учетом конкретных условий и возможностей. Следует, однако, отметить, что определенную и довольно значительную часть расчетов студент должен выполнять вручную.

В данном пособии приведены примеры технико-экономического расчета некоторых аппаратов и установок. Эта задача должна решаться с использованием вычислительной техники.

Пособие написано сотрудниками кафедры процессов и аппаратов химической технологии МХТИ им. Д. И. Менделеева: введение — Ю. И. Дытнерским; глава I — Р. Г. Кочаровым; главы II и IV — С. И. Мартюшиным; главы III и VIII — Ю. Н. Ковалевым; главы V, VI, VII и X — Г. С. Борисовым и Н. В. Кочергиным; глава IX — А. В. Рябовым; глава XI — В. П. Брыковым; глава XII — Ю. И. Дытнерским и Р. Г. Кочаровым; часть третья — С. З. Каганом и В. А. Набатовым.

Предлагаемая книга является первой попыткой обобщить накопленный опыт и дать достаточно надежные рекомендации по расчету аппаратов для проведения наиболее распространенных процессов химической технологии.

Авторы будут весьма признательны за замечания и советы, направленные на улучшение содержания данной книги.

Докт. техн. наук проф. Ю. И. Дытнерский

ВВЕДЕНИЕ

СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по процессам и аппаратам химической технологии состоит из пояснительной записки и графической части. Ниже приведены содержание и объем курсового проекта, порядок оформления технической документации, требования при защите проекта.

Содержание пояснительной записки. В пояснительную записку к курсовому проекту следует включать все исходные, расчетные и графические (вспомогательные) материалы и оформлять ее в определенной последовательности:

1. Титульный лист.
2. Бланк задания на проектирование.
3. Оглавление (содержание).
4. Введение.
5. Технологическая схема установки и ее описание.
6. Выбор конструкционного материала аппаратов.
7. Технологический расчет аппаратов.
8. Расчет аппаратов на прочность.
9. Расчет или подбор вспомогательного оборудования.
10. Выбор точек контроля.
11. Заключение (выводы и предложения).
12. Список использованной литературы.

Титульный лист. Ниже приводится пример выполнения титульного листа:

МВ и ССО СССР

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ХИМИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. Д. И. МЕНДЕЛЕЕВА

КАФЕДРА ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ
ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по процессам и аппаратам на тему:

(название курсового проекта)

ПРОЕКТИРОВАЛ СТУДЕНТ _____

(номер группы)

(подпись, ф. и. о.)

(дата)

РУКОВОДИТЕЛЬ ПРОЕКТА _____

(подпись, ф. и. о.)

(дата)

ПРОЕКТ ЗАЩИЩЕН С ОЦЕНКОЙ _____

КОМИССИЯ:

(подпись, ф. и. о.)

(подпись, ф. и. о.)

(дата, год)

В названии курсового проекта должна быть указана производительность установки. Например: «Ректификационная установка непрерывного действия для разделения 5000 кг/ч смеси бензол—толуол».

Введение. В этом разделе необходимо кратко описать суть и назначение данного процесса, сравнительную характеристику аппаратов для его осуществления и обосновать выбор конструкции основного аппарата. Необходимо также указать роль и место в народном хозяйстве отрасли — потребителя продукта, получение которого обусловлено заданием на проектирование.

Технологическая схема установки. Приводится принципиальная схема установки и ее описание с указанием позиций (номеров аппаратов). На схеме проставляются стрелки, указывающие направление всех потоков, значения их расходов, температур и других параметров. Примеры графического исполнения технологических схем приведены в третьей части.

Выбор конструкционного материала аппаратов. В этом разделе проекта необходимо привести данные по обоснованию выбора материала, из которого будет изготавливаться аппаратура, входящая в технологическую схему установки, с учетом скорости коррозии материала в данной среде, его механических и теплофизических свойств.

Технологический расчет аппаратов. Задачей этого раздела проекта является расчет основных размеров аппаратов (диаметра, высоты, поверхности теплопередачи и т. д.). Для проведения технологического расчета необходимо предварительно найти по справочникам физико-химические свойства перерабатываемых веществ (плотность, вязкость и т. п.), составить материальные и тепловые балансы. Затем на основе анализа литературных данных и рекомендаций данного пособия выбирается методика расчета размеров аппаратов. При этом особое внимание следует уделять гидродинамическому режиму работы того или иного аппарата, выбор которого должен быть обоснован с учетом технико-экономических показателей его работы. В этот же раздел входит гидравлический расчет аппаратов, целью которого является определение гидравлического сопротивления. В этом же разделе рассчитывается толщина тепловой изоляции аппаратов.

Расчет аппаратов на прочность. В задачу этого раздела входит определение основных размеров аппаратов, обеспечивающих его прочность: толщины стенок, крышек, днищ, люков; расчет опор, лагов, толщины трубных решеток теплообменников и фланцев и т. д. При этом необходимо учитывать условия эксплуатации данного аппарата (давление, температуру, скорость коррозии). В случае необходимости следует провести расчет на устойчивость самого аппарата с учетом ветровой нагрузки.

Расчет или подбор вспомогательного оборудования. Кроме основных аппаратов в установку входят различные виды вспомогательного оборудования: насосы, вентиляторы, газодувки, компрессоры, вакуум-насосы, конденсатоотводчики, емкости для хранения сырья и продукции и т. п. Все это оборудование должно быть рассчитано или подобрано по нормам, каталогам или ГОСТам с учетом конкретных условий их работы.

Выбор точек контроля. В этом разделе проекта необходимо указать и затем нанести на технологическую схему, все точки контроля работы установки (измерение расхода жидкости или газа, давления, температуры, концентрации, уровня жидкости и т. д.). На технологической схеме на некоторых узлах (аппаратах) указать принцип регулирования заданного режима их работы. Например, конечную температуру нагреваемой в теплообменнике жидкости можно регулировать путем изменения давления подаваемого в этот теплообменник греющего пара и т. п.

Заключение (выводы и предложения). Заканчивая расчетную часть проекта, студент должен дать анализ полученным результатам, их соответствия заданию на проект, высказать соображения о возможных путях совершенствования данного процесса и его аппаратурного оформления.

Список использованной литературы. Литературные источники, которые использовались при составлении пояснительной записки, располагаются в порядке упоминания их в тексте или по алфавиту (по фамилии первого автора работы). Сведения о книгах должны включать: фамилию и инициалы автора, название книги, место издания, издательство, год издания, число страниц. Например: Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1973. 752 с.

Сведения о статьях должны включать: фамилию и инициалы автора, название статьи, наименование журнала, серию, год выпуска, том, номер журнала, страницы. Например: Сыроежкин В. Ф., Фролов В. Ф., Романков П. Г. Математическое моделирование процессов десорбции (сушки) в секционированных аппаратах с псевдооживленным слоем, ЖХП, 1979, № 7, с. 428—431.

Оформление пояснительной записки. Пояснительная записка оформляется на стандартных листах бумаги (формат И). Текстовые материалы выполняются, как правило, рукописным способом, причем в целях экономии бумаги можно использовать обе стороны листа. Расстояние от края листа до границы текста должно быть: слева — 35 мм, справа — 10 мм, сверху и снизу — не менее 20 мм. Страницы записки нумеруются, а в оглавлении указываются номера страниц, соответствующие каждому разделу записки. Заголовки разделов должны быть краткими и соответствовать содержанию. Переносы слов в заголовках не допускаются, точку в конце заголовка не ставят. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть равно 10 мм, расстояние между последней строкой текста и последующим заголовком — 15 мм.

Терминология и определения в записке должны быть едиными и соответствовать установленным стандартам, а при их отсутствии — общепринятым в научно-технической литературе. Сокращения слов в тексте и подписях, как правило, не допускаются, за исключением сокращений, установленных ГОСТом 2,316—68.

Все расчетные формулы в пояснительной записке приводятся сначала в общем виде, нумеруются, дается объяснение обозначений и размерностей всех входящих в формулу величин. Затем в формулу подставляют численные значения величин и записывают результат расчета. Все расчеты должны быть выполнены в международной системе единиц СИ. Если из справочников и других источников значения величин взяты в какой-либо другой системе единиц, перед подстановкой их в уравнения необходимо сделать пересчет в систему единиц СИ. В тексте указываются ссылки на источник основных расчетных формул, физических констант и других справочных данных. Ссылки на литературные источники указываются в квадратных скобках, например: «... для определения коэффициента массоотдачи в газовой фазе используем формулу [7, с. 110]».

Все иллюстрации (графики, схемы, чертежи, фотографии) именуется рисунками. Рисунки должны быть простыми и наглядными, давать только общее представление об устройстве аппарата или узла, а не служить чертежом для изготовления. Все рисунки должны быть однотипными, т. е. выполнены либо

карандашом, либо тушью, либо чернилами на листах записки или на миллиметровой бумаге. Рисунок нумеруется и располагается после ссылки на него. Все подписи, загромождающие рисунок, следует переносить в текстовую часть. Кривые или другие элементы на рисунках обозначаются цифрами. Подписи под рисунками должны быть краткими, необходимые объяснения целесообразно приводить в тексте.

Все таблицы, как и рисунки, нумеруются. Заголовок таблицы помещают под словом «Таблица». Все слова в заголовках и надписях таблицы пишут полностью, без сокращений. Если повторяющийся в графе текст состоит из одного слова, его допускается заменять кавычками. Если повторяющийся текст состоит из трех и более слов, то при первом повторении его заменяют словами «то же», а далее — кавычками. Ставить кавычки вместо повторяющихся цифр, марок, знаков, математических и химических символов не допускается.

Объем пояснительной записки зависит от ряда факторов: времени, отводимого на его выполнение, глубины проработки и т. п. Например, в МХТИ им. Д. И. Менделеева при затрате на самостоятельную работу над проектом 80—90 часов объем пояснительных записок составляет обычно 60—80 страниц рукописного текста.

Графическая часть курсового проекта обычно состоит из технологической схемы установки (один лист) и чертежа основного аппарата с узлами (один или два листа).

Объем и содержание графической части курсового проекта, а также ее оформление подробно рассмотрены в третьей части данного пособия.

Защита курсового проекта. К защите допускается студент, выполнивший задание на проектирование в установленном объеме и оформивший его в соответствии с требованиями данного пособия. У допущенного к защите студента должны быть подписаны руководителем пояснительная записка и все чертежи. Курсовой проект принимается комиссией в составе не менее двух человек с обязательным участием преподавателя, консультировавшего студента во время проектирования. Студент делает доклад продолжительностью 5—7 минут, в котором освещает основные вопросы выбора, расчета и конструирования аппаратуры. По окончании доклада члены комиссии задают студенту вопросы по теме курсового проекта. Оценка курсового проекта должна включать в себя оценку качества расчета и оформления записки, качества выполнения графической части проекта, уровня доклада и ответа на поставленные вопросы. После защиты члены комиссии ставят на титульном листе пояснительной записки оценку, дату защиты и подпись. На защите могут присутствовать все желающие студенты.

Часть первая

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ТИПОВЫХ ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ

Глава I

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

d_3 — эквивалентный диаметр;
 e — относительная шероховатость трубопровода;
 g — ускорение свободного падения;
 $h_{п}$ — потери напора;
 n — частота вращения;
 N — мощность;
 p — давление;
 Δp — перепад давления;
 Q — объемный расход;
 w — скорость;
 η — коэффициент полезного действия;
 λ — коэффициент трения;
 μ — динамическая вязкость;
 ξ — коэффициент местного сопротивления;
 ρ — плотность;
 σ — поверхностное натяжение.

Индексы

г — газ, ж — жидкость, т — твердое тело

1. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Расчет гидравлического сопротивления [1], [2] необходим для определения затрат энергии на перемещение жидкостей и газов и подбора машин, используемых для перемещения — насосов, вентиляторов и т. п.

Гидравлическое сопротивление обусловлено сопротивлением трения и местными сопротивлениями, возникающими при изменениях скорости потока по величине или направлению.

Потери давления $\Delta p_{п}$ или напора $h_{п}$ на преодоление сопротивления трения и местных сопротивлений в трубопроводах определяются по формулам:

$$\Delta p_{п} = \left(\lambda \frac{l}{d_3} + \sum \xi_{м.с} \right) \frac{\rho w^2}{2} \quad (1.1)$$

$$h_{п} = \left(\lambda \frac{l}{d_3} + \sum \xi_{м.с} \right) \frac{w^2}{2g} \quad (1.2)$$

где λ — коэффициент трения; l и d_3 — соответственно длина и эквивалентный диаметр трубопровода; $\sum \xi_{м.с}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; ρ — плотность жидкости или газа.

Эквивалентный диаметр определяется по формуле

$$d_3 = 4S/\Pi \quad (1.3)$$

где S — площадь поперечного сечения потока; Π — смоченный периметр.

Формулы для расчета коэффициента трения λ зависят от режима движения и шероховатости трубопровода.

При ламинарном режиме

$$\lambda = A/Re \quad (1.4)$$

где $Re = wd_3\rho/\mu$; A — коэффициент, зависящий от формы сечения трубопровода.

Ниже приведены значения коэффициента A и эквивалентного диаметра d_3 для некоторых сечений:

Форма сечения	A	d_3
Круг диаметром d	64	d
Квадрат стороной a	57	a
Кольцо шириной a	96	$2a$
Прямоугольник высотой a , шириной b		
$b \gg a$	96	$2a$
$b/a = 10$	85	$1,81a$
$b/a = 4$	73	$1,6a$
$b/a = 2$	62	$1,3a$

В турбулентном потоке различают три зоны, для которых коэффициент λ рассчитывают по разным формулам.

Для зоны гладкого трения ($2320 < Re < 10 \frac{1}{e}$)

$$\lambda = 0,316/\sqrt{Re} \quad (1.5)$$

Здесь $e = \Delta/d_3$ — относительная шероховатость трубы, где Δ — абсолютная шероховатость трубы (средняя высота выступов шероховатости на поверхности трубы).

Ориентировочные значения шероховатости труб Δ приведены ниже:

Трубы	Δ , мм
Стальные новые	0,06—0,1
Стальные, бывшие в эксплуатации, с незначительной коррозией	0,1—0,2
Стальные старые, загрязненные	0,5—2
Чугунные новые; керамические	0,35—1
Чугунные водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Алюминиевые гладкие	0,015—0,06
Трубы из латуни, меди и свинца чистые цельнотянутые; стеклянные	0,0015—0,01
Для насыщенного пара	0,2
Для пара, работающие периодически	0,5
Для конденсата, работающие периодически	1,0
Воздухопроводы от поршневых и турбокомпрессоров	0,8

Для зоны смешанного трения ($10 \frac{1}{e} < Re < 560 \frac{1}{e}$)

$$\lambda = 0,11 (e + 68/Re)^{0,25} \quad (1.6)$$

Для зоны, автомодельной по отношению к Re ($Re > 560 \frac{1}{e}$)

$$\lambda = 0,11e^{0,25} \quad (1.7)$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ в общем случае зависят от вида местного сопротивления и режима движения жидкости. Ниже рассмотрены наиболее распространенные типы местных сопротивлений и даны соответствующие значения коэффициентов ξ .

1. *Вход в трубу*: с острыми краями — $\xi = 0,5$, с закругленными краями — $\xi = 0,2$.

2. *Выход из трубы*: $\xi = 1$.

3. *Плавный отвод круглого сечения:* $\xi = A \cdot B$. Коэффициент A зависит от угла φ , на который изменяется направление потока в отводе:

Угол φ , градусы	20	30	45	60	90	110	130	150	180
A	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40

Коэффициент B зависит от отношения радиуса поворота трубы R_0 к внутреннему диаметру d :

R_0/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50
B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03

4. *Колено с углом 90° (угольник)*

Диаметр трубы, мм	12,5	25	37	50	>50
ξ	2,2	2	1,6	1,1	1,1

5. *Вентиль нормальный при полном открытии*

Диаметр трубы, мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350
ξ	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5

6. *Вентиль прямочный при полном открытии*
При $Re \geq 3 \cdot 10^5$:

Диаметр трубы, мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250
ξ	1,04	0,85	0,79	0,65	0,60	0,50	0,42	0,36	0,32

При $Re < 3 \cdot 10^5$ указанное значение ξ следует умножить на коэффициент k , зависящий от Re :

Re	5000	10 000	20 000	50 000	100 000	200 000
k	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93

7. *Внезапное расширение*

Значения ξ зависят от соотношения площадей меньшего и большего сечения F_1/F_2 и от Re , рассчитываемого через скорость и эквивалентный диаметр для меньшего сечения:

Re	F_1/F_2					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10
100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80
1000	2,00	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60
3000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20
>3500	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16

8. *Внезапное сужение*

Значения ξ определяются так же, как при внезапном расширении:

Re	F_1/F_2					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80
1 000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24
10 000	0,50	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
>10 000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20

9. *Тройники*

Коэффициенты ξ определяются в зависимости от отношения расхода жидкости в ответвлении $Q_{отв}$ к общему расходу Q в основном трубопроводе (магистрале). При определении потерь напора с использованием приведенных ниже коэффициентов следует исходить из скорости жидкости в магистрали. Коэф-

фициенты местных сопротивлений, относящиеся к магистрали (ξ_M) и к ответвляющемуся трубопроводу ($\xi_{отв}$), в ряде случаев могут иметь отрицательные значения, так как при слиянии или разделении потоков возможно всасывание жидкости и увеличение напора:

ξ	$Q_{отв}/Q$					
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0

Поток входит в магистраль

$\xi_{отв}$	-1,2	-0,4	0,08	0,47	0,72	0,91
ξ_M	0,04	0,17	0,30	0,41	0,51	0,60

Поток выходит из магистрали

$\xi_{отв}$	0,95	0,88	0,89	0,95	1,10	1,28
ξ_M	0,04	-0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35

10. *Задвижка*

Диаметр трубы, мм	15—100	175—200	300 и выше
ξ	0,5	0,25	0,15

2. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДОВ

Внутренний диаметр трубопровода круглого сечения рассчитывают [1] по формуле

$$d = \sqrt{4Q/\pi\omega} \quad (1.8)$$

Обычно расход перекачиваемой среды известен и, следовательно, расчет диаметра трубопровода требует определения единственной величины — ω . Чем больше скорость, тем меньше потребный диаметр трубопровода, что снижает стоимость трубопровода, его монтажа и ремонта. Однако с увеличением скорости растут потери напора в трубопроводе, что ведет к увеличению перепада давления, требуемого для перемещения среды, и, следовательно, к росту затрат энергии на ее перемещение.

Оптимальный диаметр трубопровода, при котором суммарные затраты на перемещение жидкости или газа минимальны, следует находить путем технико-экономических расчетов. На практике можно исходить из следующих значений скоростей, обеспечивающих близкий к оптимальному диаметр трубопровода:

	ω , м/с
Жидкости	
при движении самотеком	
вязкие	0,1—0,5
маловязкие	0,5—1,0
при перекачивании насосами	
во всасывающих трубопроводах	0,8—2,0
в нагнетательных трубопроводах	1,5—3,0
Газы	
при естественной тяге	2—4
при небольшом давлении (от вентиляторов)	4—15
при большом давлении (от компрессоров)	15—25
Пары	
перегретые	30—50
насыщенные при давлении, Па	
больше 10^6	15—25
$(1-0,5) \cdot 10^5$	20—40
$(5-2) \cdot 10^4$	40—60
$(2-0,5) \cdot 10^4$	60—75

3. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ АППАРАТОВ С ПОРИСТЫМИ И ЗЕРНИСТЫМИ СЛОЯМИ И НАСАДКАМИ

Во многих аппаратах для тепловых и массообменных процессов каналы, по которым проходит жидкость или газ, имеют полое сечение (круглое или прямоугольное). Гидравлическое сопротивление таких аппаратов рассчитывают по тем же формулам, что и сопротивление трубопроводов. Осадки на фильтрах, гранулы катализаторов и сорбентов, насадки и т. п. образуют в аппаратах пористые или зернистые слои [1—3]. При расчете гидравлического сопротивления таких слоев можно использовать зависимость, на первый взгляд, аналогичную уравнению для определения потери давления на трение в трубопроводах:

$$\Delta p_c = \lambda \frac{l}{d_s} \rho \omega^2 / 2 \quad (1.9)$$

где λ — общий коэффициент сопротивления, отражающий влияние сопротивления трения и местных сопротивлений, возникающих при движении жидкости по каналам слоя и обтекании отдельных элементов слоя; l — средняя длина каналов слоя; ρ — плотность жидкости или газа; ω — средняя истинная скорость среды в каналах слоя.

Рассматривая движение жидкости или газа через слой на основе внутренней задачи гидродинамики (движение внутри каналов, образуемых пустотами и порами между элементами слоя), можно преобразовать выражение (1.9) к удобному для расчетов виду:

$$\Delta p_c = \lambda N a \rho \omega_0^2 / 8 \varepsilon^3 \quad (1.10)$$

где H — высота слоя; a — удельная поверхность, представляющая собой поверхность частиц материала, находящихся в единице объема, занятого слоем; ε — порозность, или доля свободного объема (отношение объема свободного пространства между частицами к объему, занятому слоем); ω_0 — фиктивная скорость жидкости или газа, рассчитываемая как отношение объемного расхода движущейся среды ко всей площади поперечного сечения слоя.

Значение λ находят по уравнению

$$\lambda = 133/Re + 2,34 \quad (1.11)$$

Критерий Рейнольдса в данном случае определяется по формуле

$$Re = 4\omega_0 \rho / a \mu \quad (1.12)$$

Когда неизвестно значение a , иногда бывает удобнее использовать выражение, полученное исходя из внешней задачи гидродинамики (обтекание отдельных элементов слоя):

$$\Delta p_c = \frac{3\lambda H (1 - \varepsilon) \rho \omega_0^2}{4\varepsilon^3 d_q \Phi} \quad (1.13)$$

где d_q — диаметр частиц правильной шаровой формы; для частиц неправильной формы d_q — диаметр эквивалентного шара, т. е. шара, имеющего такой же объем, как и частица; Φ — фактор формы частицы, определяемый соотношением $\Phi = F_{ш}/F_q$ ($F_{ш}$ — поверхность шара, имеющего тот же объем, что и данная частица a поверхностью F_q).

Величину λ определяют по соотношению (1.11). Критерий Рейнольдса в этом случае рассчитывают по формуле

$$Re = \frac{2}{3} \frac{\Phi}{(1 - \varepsilon)} Re_0 \quad (1.14)$$

где

$$Re_0 = \omega_0 d_q \rho / \mu \quad (1.15)$$

Переход от выражения (1.10) к (1.13) или обратный переход можно осуществить с помощью соотношения

$$a = 6(1 - \varepsilon) / \Phi d_q \quad (1.16)$$

По уравнению (1.11) рассчитывают λ для зернистых слоев с относительно равномерным распределением пустот (слоев гранул, зерен, шарообразных частиц). При движении газов или паров через слой колец Рашига внутренние полости колец нарушают равномерность распределения пустот. В этом случае для расчета λ используют следующие соотношения.

Для колец, загруженных внавал:

$$\text{при } Re < 40 \quad \lambda = 140/Re \quad (1.17)$$

$$\text{при } Re > 40 \quad \lambda = 16/Re^{0.2} \quad (1.18)$$

Для правильно уложенных колец:

$$\lambda = A/Re^{0.375} \quad (1.19)$$

где

$$A = 3,12 + 17 \frac{d_s}{H} \left(\frac{d_B}{d_H} \right)^{1.37} \quad (1.20)$$

где d_B и d_H — соответственно внутренний и наружный диаметр кольца; d_s — эквивалентный диаметр, определяемый по формуле

$$d_s = 4\varepsilon/a \quad (1.21)$$

Это выражение характеризует эквивалентный диаметр для любых пористых и зернистых слоев.

Определив λ по одной из формул — (1.17), (1.18) или (1.19), можно рассчитать гидравлическое сопротивление сухой насадки по соотношению (1.10).

При свободной засыпке шарообразных частиц доля свободного объема составляет в среднем $\varepsilon = 0,4$. Фактор формы для округлых частиц обычно заключен в пределах между $\Phi = 1$ (для правильных шаров) и $\Phi = 0,806$ (для правильных кубов). Для цилиндрических частиц фактор формы меняется в зависимости от отношения высоты цилиндра $h_{ц}$ к диаметру $d_{ц}$. Так, $\Phi = 0,69$ при $h_{ц}/d_{ц} = 5$; $\Phi = 0,32$ при $h_{ц}/d_{ц} = 0,05$.

Формулы (1.10) и (1.13) применимы для движения потока через неподвижные слои. Для псевдооживленных слоев гидравлическое сопротивление определяется по формуле

$$\Delta p_{пс} = H(1 - \varepsilon)(\rho_T - \rho)g \quad (1.22)$$

где ρ_T — плотность частиц, образующих слой; ρ — плотность среды.

В формулу (1.22) можно подставлять значения H и ε для неподвижного слоя, поскольку произведение $H(1 - \varepsilon)$, представляющее собой объем твердых частиц, приходящийся на единицу поперечного сечения аппарата, остается постоянным при переходе от неподвижного слоя к псевдооживленному:

$$H(1 - \varepsilon) = H_{пс}(1 - \varepsilon_{пс}) \quad (1.23)$$

где $H_{пс}$ и $\varepsilon_{пс}$ — соответственно высота и порозность псевдооживленного слоя.

Скорость $\omega_{пс}$, при которой неподвижный зернистый слой переходит в псевдооживленное состояние (скорость начала псевдооживления), можно определить следующим образом.

Критерий $Re_{0,пс}$, соответствующий скорости начала псевдооживления, находят путем решения квадратного уравнения

$$\frac{1,75}{\varepsilon^3 \Phi} Re_{0,пс}^2 + \frac{150(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3 \Phi^2} Re_{0,пс} - Ag = 0 \quad (1.24)$$

Критерий Архимеда рассчитывают по уравнению

$$Ar = d_{\text{ог}}^3 \rho g (\rho_{\text{т}} - \rho) / \mu^2 \quad (1.25)$$

Для частиц, близких к сферическим, можно для нахождения $Re_{0, \text{ис}}$ использовать приближенное решение уравнения (1.24):

$$Re_{0, \text{ис}} = Ar / (1400 + 5,22 \sqrt{Ar}) \quad (1.26)$$

На основе соотношения (1.15) находят $\omega_{\text{пс}}$:

$$\omega_{\text{пс}} = Re_{0, \text{ис}} \mu / d_{\text{чр}} \quad (1.27)$$

Скорость свободного витания $\omega_{\text{св}}$, при которой происходит разрушение псевдооживленного слоя и массовый унос частиц, определяют следующим образом.

Рассчитывают критерий $Re_{0, \text{св}}$, соответствующий скорости свободного витания частиц:

$$Re_{0, \text{св}} = Ar / (18 + 0,575 \sqrt{Ar}) \quad (1.28)$$

Используя (1.15), определяют $\omega_{\text{св}}$:

$$\omega_{\text{св}} = Re_{0, \text{св}} \mu / d_{\text{чр}} \quad (1.29)$$

Таким образом, псевдооживленный слой существует в диапазоне скоростей: $\omega_{\text{пс}} < \omega_0 < \omega_{\text{св}}$.

Порозность псевдооживленного слоя определяют по формуле

$$\epsilon_{\text{пс}} = \left(\frac{18 Re_{0, \text{св}} + 0,36 Re_{0, \text{св}}^2}{Ar} \right)^{0,21} \quad (1.30)$$

Рассчитав $\epsilon_{\text{пс}}$, можно с помощью соотношения (1.23) определить высоту псевдооживленного слоя.

Распространенными в химической, нефтеперерабатывающей и других отраслях промышленности аппаратами являются барботажные (тарельчатые) колонны. При расчетах гидравлического сопротивления барботажных аппаратов обычно требуется определить гидравлическое сопротивление «сухих» (т. е. неорошаемых) тарелок $\Delta p_{\text{с}}$, через которые проходит газ или пар. Для расчета $\Delta p_{\text{с}}$ применяют следующую формулу:

$$\Delta p_{\text{с}} = \xi \rho \omega^2 / 2 \quad (1.31)$$

где ξ — коэффициент сопротивления сухой тарелки; ω — скорость газа или пара в отверстиях (щелях, прорезях колпачков) тарелки.

4. РАСЧЕТ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

Насосы. Основными типами насосов, используемых в химической технологии, являются центробежные, поршневые и осевые насосы. При проектировании обычно возникает задача определения необходимого напора и мощности при заданной подаче (расходе) жидкости, перемещаемой насосом. Далее по этим характеристикам выбирают насос конкретной марки [1, 2, 4, 5].

Полезная мощность, затрачиваемая на перекачивание жидкости, определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H \quad (1.32)$$

где Q — подача (расход); H — напор насоса (в метрах столба перекачиваемой жидкости).

Напор рассчитывают по формуле

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{\text{г}} + h_{\text{п}} \quad (1.33)$$

где p_1 — давление в аппарате, из которого перекачивается жидкость; p_2 — давление в аппарате, в который подается жидкость; $H_{\text{г}}$ — геометрическая высота подъема жидкости; $h_{\text{п}}$ — суммарные потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях.

Мощность, которую должен развивать электродвигатель насоса на выходном валу при установившемся режиме работы, находится по формуле

$$N = N_{\text{п}} / (\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пер}}) \quad (1.34)$$

где $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{пер}}$ — коэффициенты полезного действия соответственно насоса и передачи от электродвигателя к насосу.

Если к. п. д. насоса неизвестен, можно руководствоваться следующими примерными значениями его:

Тип насоса	Центробежный	Осевой	Поршневой
$\eta_{\text{н}}$	0,4—0,7 (малая и средняя подача)	0,7—0,9 (большая подача)	0,65—0,85

К. п. д. передачи зависит от способа передачи усилия. В центробежных и осевых насосах обычно вал электродвигателя непосредственно соединяется с валом насоса; в этих случаях $\eta_{\text{пер}} \approx 1$. В поршневых насосах чаще всего используют зубчатую передачу; при этом $\eta_{\text{пер}} = 0,93—0,98$.

Зная N , по каталогу выбирают электродвигатель к насосу; он должен иметь номинальную мощность $N_{\text{н}}$, равную N . Если в каталоге нет электродвигателя с такой мощностью, следует выбирать двигатель с ближайшей большей мощностью.

При расчете затрат энергии на перекачивание необходимо учитывать, что мощность $N_{\text{дв}}$, потребляемая двигателем от сети, больше номинальной вследствие потерь энергии в самом двигателе:

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{н}} / \eta_{\text{дв}} \quad (1.35)$$

где $\eta_{\text{дв}}$ — коэффициент полезного действия двигателя.

Если к. п. д. двигателя неизвестен, его можно выбрать в зависимости от номинальной мощности:

$N_{\text{н}}$, кВт	0,4—1	1—3	3—10	10—30	30—100	100—200	>200
$\eta_{\text{дв}}$	0,7—0,78	0,78—0,83	0,83—0,87	0,87—0,9	0,9—0,92	0,92—0,94	0,94

Устанавливая насос в технологической схеме, следует учитывать, что высота всасывания $H_{\text{вс}}$ не может быть больше следующей величины:

$$H_{\text{вс}} \leq \frac{p_1}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\text{п.вс}} + h_3 \right) \quad (1.36)$$

где p_t — давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при рабочей температуре; $\omega_{\text{вс}}$ — скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса; $h_{\text{п.вс}}$ — потеря напора во всасывающей линии; h_3 — запас напора, необходимый для исключения кавитации (в центробежных насосах) или предотвращения отрыва поршня от жидкости вследствие сил инерции (в поршневых насосах).

Для центробежных насосов

$$h_3 = 0,3 (Qn^2)^{2/3} \quad (1.37)$$

где n — частота вращения вала, с^{-1} .

Для поршневых насосов при наличии воздушного колпака на всасывающей линии

$$h_3 = 1,2 \frac{l}{g} \cdot \frac{f_1}{f_2} \cdot \frac{u^2}{r} \quad (1.38)$$

где l — высота столба жидкости во всасывающем трубопроводе, отсчитываемая от свободной поверхности жидкости в колпаке; f_1 и f_2 — площади сечения соответственно поршня и трубопровода; u — окружная скорость вращения; r — радиус кривошипа.

Для определения допустимой высоты всасывания при перекачивании воды поршневыми насосами можно использовать данные табл. I.1.

Таблица 1.1. Допустимая высота всасывания для поршневых насосов

n, 1/с	Температура воды, °С						
	0	20	30	40	50	60	70
0,834	7,0	6,5	6,0	5,5	4,0	2,5	0
1,00	6,5	6,0	5,5	5,0	3,5	2,0	0
1,50	5,5	5,0	4,5	4,0	2,5	1,0	0
2,00	4,5	4,0	3,5	3,0	1,5	0,5	0
2,50	3,5	3,0	2,5	2,0	0,5	0	0
3,00	2,5	2,0	1,5	1,0	0	0	0

Вентиляторы. Вентиляторами называют машины, перемещающие газовые среды при степени повышения давления до 1,15. В промышленности наиболее распространены центробежные и осевые вентиляторы. В зависимости от давления, создаваемого вентиляторами, их подразделяют на три группы: низкого давления — до 981 Па, среднего — от 981 до 2943 и высокого — от 2943 до 11 772 Па. Центробежные вентиляторы охватывают все три группы, осевые вентиляторы — преимущественно низкого давления, в очень редких случаях — среднего.

Таблица 1.2. Технические характеристики центробежных насосов

Марка	Q, м³/с	H, м столба жидкости	n, 1/с	η _н	Электродвигатель		
					тип	N _н , кВт	η _{дв}
X2/25	4,2·10 ⁻⁴	25	50	—	АОЛ-12-2	1,1	—
X8/18	2,4·10 ⁻³	11,3 14,8 18	48,3	0,40	АО2-31-2	3	—
X8/30	2,4·10 ⁻³	17,7 24 30	48,3	0,50	ВАО-31-2 АО2-32-2	3 4	0,82 —
X20/18	5,5·10 ⁻³	10,5 13,8 18	48,3	0,60	ВАО-32-2 АО2-31-2	4 3	0,83 —
X20/31	5,5·10 ⁻³	18 25 31	48,3	0,55	ВАО-31-2 АО2-41-2	3 5,5	0,82 0,87
X20/53	5,5·10 ⁻³	34,4 44 53	48,3	0,50	ВАО-41-2 АО2-52-2	5,5 13	0,84 0,89
X45/21	1,25·10 ⁻²	13,5 17,3 21	48,3	0,60	ВАО-52-2 АО2-51-2	13 10	0,87 0,88
X45/31	1,25·10 ⁻²	19,8 25 31	48,3	0,60	ВАО-51-2 АО2-52-2	10 13	0,87 0,89
X45/54	1,25·10 ⁻²	32,6 42 54	48,3	0,60	ВАО-52-2 АО2-62-2 АО2-71-2	13 17 22	0,87 0,88 0,88
X90/19	2,5·10 ⁻²	13 16 19	48,3	0,70	АО2-72-2 АО2-51-2 АО2-52-2	30 10 13	0,89 0,88 0,89
X90/33	2,5·10 ⁻²	25 29,2 33	48,3	0,70	АО2-62-2 АО2-62-2 АО2-71-2	17 17 22	0,88 0,88 0,90
X90/49	2,5·10 ⁻²	31,4 40 49	48,3	0,70	АО2-72-2 АО2-71-2 АО2-72-2	30 22 30	0,90 0,88 0,89
X90/85	2,5·10 ⁻²	56 70 85	48,3	0,65	АО2-81-2 АО2-81-2 АО2-82-2	40 40 55	— — —
X160/29/2	4,5·10 ⁻²	20 24 29	48,3	0,65	АО2-91-2 ВАО-72-2 АО2-72-2	75 30 30	0,89 0,89 0,89
X160/49/2	4,5·10 ⁻²	33 40,6 49	48,3	0,75	АО2-81-2 АО2-81-2 АО2-82-2	40 40 55	— — —
X160/29	4,5·10 ⁻²	29	24,15	0,60	АО2-91-2 АО2-81-4	75 40	0,89 —
X280/29	8·10 ⁻²	21 25 29	24,15	0,78	АО2-82-4 АО2-81-4 АО2-82-4	55 40 55	— — —
X280/42	8·10 ⁻²	29,6 35 42	24,15	0,70	АО2-91-4 АО2-91-4	75 75	0,92 0,92
X280/72	8·10 ⁻²	51 62 72	24,15	0,70	АО2-92-4 АО-101-4 АО-102-4	100 125 160	0,93 0,91 0,92
X500/25	1,5·10 ⁻¹	19 22 25	16	0,80	АО-103-4 АО2-91-6	200 55	0,93 0,92
X500/37	1,5·10 ⁻¹	25 31,2 37	16	0,70	АО2-92-6 АО-102-6 АО-103-6	75 125 160	— 0,92 0,93

Примечания. 1. Насосы предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей, не имеющих включений или же с твердыми включениями, составляющими до 0,2 %, при размере частиц до 0,2 мм. 2. Каждый насос может быть изготовлен в разном времени различными диаметрами рабочего колеса, что соответствует трем значениям напора в области оптимального η_н.

Поскольку повышение давления в вентиляторах невелико, изменением термодинамического состояния газа в них можно пренебречь. Поэтому к ним применима теория машин для несжимаемой среды.

Мощность, потребляемую вентиляторами, рассчитывают по формулам (1.32), (1.34) и (1.35). Потребный напор вентилятора (в м столба газа) определяют по формуле

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_{\Sigma} \quad (1.39)$$

где p_1 — давление в аппарате, из которого засасывается газ; p_2 — давление в аппарате, в который подается газ; h_{Σ} — суммарные потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях.

К. п. д. центробежных вентиляторов обычно составляют $\eta_{\text{н}} = 0,6-0,9$, осевых вентиляторов — $\eta_{\text{н}} = 0,7-0,9$. При непосредственном соединении валов вентилятора и двигателя $\eta_{\text{пер}} = 1$, при клиноременной передаче $\eta_{\text{пер}} = 0,92$.

Таблица 1.3. Технические характеристики центробежных питательных многоступенчатых насосов

Марка	Q, м³/с	H, м столба жидкости	n, л/с	$\eta_{\text{н}}$	N _н , кВт
ПЭ 65-40	1,8·10 ⁻²	440	50	0,65	108
ПЭ 65-53	1,8·10 ⁻²	580	50	0,65	143
ПЭ 100-53	2,8·10 ⁻²	580	50	0,68	210
ПЭ 150-53	4,2·10 ⁻²	580	50	0,70	305
ПЭ 150-63	4,2·10 ⁻²	700	50	0,70	370
ПЭ 250-40	6,9·10 ⁻²	450	50	0,75	370
ПЭ 250-45	6,9·10 ⁻²	500	50	0,75	410

Примечания. 1. Насосы предназначены для перекачивания воды, имеющей pH 7—9,2, температуру не более 165 °С и не содержащей твердых частиц. 2. Допустимо превышение напора до 18 % от значений, указанных в таблице. 3. Минимальная подача для насосов ПЭ 65-40, ПЭ 65-53 и ПЭ 100-53 составляет 6·10⁻³ м³/с, для насосов ПЭ 150-53 и ПЭ 150-63 — 3,2·10⁻³ м³/с, для насосов ПЭ 250-40 и ПЭ 250-45 — 1,8·10⁻² м³/с.

Таблица 1.4. Технические характеристики осевых насосов

Марка	Q, м³/с	H, м столба жидкости	n, л/с	$\eta_{\text{н}}$
ОГ6-15	0,075	4,6	48,3	0,78
ОГ8-15	0,072	11,0	48,3	0,80
ОГ6-25	0,175	3,4	24,15	0,83
ОГ8-25	0,160	8,0	24,15	0,86
ОГ6-30	0,300	4,4	24,15	0,83
ОГ8-30	0,290	11,0	24,15	0,86
ОГ6-42	0,550	4,2	16	0,84
ОГ8-42	0,525	9,9	16	0,86
ОГ6-55	0,900	4,1	12,15	0,84
ОГ8-55	0,900	10,0	12,15	0,86
ОГ6-70	1,530	4,3	9,75	0,84
ОГ8-70	1,480	10,4	9,75	0,86
ОВ5-47	0,70	4,5	12,15	0,85
	0,90	8,0	12,15	0,85
ОВ8-47	0,70	11,0	16	0,86
ОВ5-55	1,45	11,0	16	0,85
ОВ6-55	0,94	4,5	12,15	0,84
	1,25	7,5	16	0,84
ОВ8-55	1,18	17,0	16	0,86
ОВ5-70	2,25	11,0	12,15	0,84
ОВ6-70	1,55	4,7	9,75	0,83
	1,90	7,3	12,15	0,83
ОВ8-70	1,85	16,0	12,15	0,86

Примечания. 1. Насосы предназначены для подачи воды (или других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности) с содержанием не более 0,3 % взвешенных частиц, при температуре не выше 35 °С. 2. Насосы ОГ — с горизонтальным расположением вала, ОВ — с вертикальным.

В табл. 1.2—1.9, даются основные технические характеристики насосов и вентиляторов, используемых в химической промышленности. Следует отметить, что в таблицах 1.2—1.5 приведены значения напоров и подач, соответствующие оптимальным к. п. д.

Таблица 1.5. Технические характеристики осевых циркуляционных насосов

Марка	Q, м³/с	H, м столба жидкости	n, л/с	Электродвигатель		
				тип	N _н , кВт	$\eta_{\text{дв}}$
ОХ2-23Г	0,111	4,5	24,1	АО2-62-4	17	0,89
ОХ6-34ГА	0,278	4,5	24,5	АО2-81-4	40	—
ОХ6-34Г	0,444	4,5	24,5	АО2-82-4	55	—
ОХ6-46Г	0,693	4	16,4	МА-36-51/6	100	0,91
ОХ6-54Г	0,971	4,5	16,3	АО-102-6М	125	0,92
ОХ6-70ГС-1	1,75	4,5	12,2	АО (ДА 30) 12-35-8	200	—
ОХ6-70ГС-2	2,22	4,5	12,2	АО (ДА 30) 12-55-8	250	—
ОХ6-87Г-1	2,22	3,5—4,5	9,8	АО (ДА 30) 13-55-10	320	—
ОХ6-87Г-2	2,78	3,5—4	9,8	АО (ДА 30) 13-55-10	320	—

Примечание. Насосы предназначены для циркуляции агрессивных растворов плотностью до 1500 кг/м³ при температуре до 150 °С (насос ОХ6-46Г — до 106 °С, насос ОХ6-87Г-2 — до 137 °С).

Таблица 1.6. Технические характеристики вихревых насосов малой производительности

Марка	Q, м³/с	H, м вод. ст.	n, л/с	$\eta_{\text{н}}$
ВС-0,5/18	0,00040	24	24,15	0,38
	0,00050	18		
	0,00058	12		
ВК-1/16	0,00080	22	24,15	0,25
	0,00100	16		
	0,00106	14		
ВК-1,25/25	0,00110	29	24,15	0,27
	0,00125	25		
	0,00140	21		

Примечание. Насосы предназначены для подачи воды и других жидкостей (в том числе химически активных), не содержащих абразивных включений, при температуре не выше 85 °С.

Таблица 1.7. Технические характеристики плунжерных насосов с регулируемой подачей

Марка	Q, м³/с	H, м вод. ст.	Электродвигатель			
			тип	n, л/с	N _н , кВт	$\eta_{\text{дв}}$
НД 630/10	1,75·10 ⁻⁴	100	ВАО-21-4	25	1,1	0,76
НД 1000/10	2,78·10 ⁻⁴	100	АО2-31-4	25	2,2	—
НД 1600/10	4,45·10 ⁻⁴	100	АО2-32-4	25	3,0	—
			ВАО-32-4	—	3,0	0,82
НД 2500/10	6,95·10 ⁻⁴	100	АО2-32-4	25	3,0	—
			ВАО-32-4	—	3,0	0,82
ДК-64	1,75·10 ⁻⁴	630	ВАО-31-4	25	3,0	0,82
Х Тр 10/100	2,78·10 ⁻³	1000	ВАО-82-2	—	55	—

Примечания. 1. Насосы предназначены для дозирования нейтральных и агрессивных жидкостей при температуре до 200 °С (серия НД) или до 100 °С (ДК-64 и Х Тр 10/100). 2. В таблице указаны максимально возможные рабочие значения подачи и напора.

Таблица 1.8. Технические характеристики центробежных вентиляторов

Марка	Q, м³/с	ρgH, Па	n, 1/с	η _ц	Электродвигатель		
					тип	N _н , кВт	η _{дв}
В-Ц14-46-5К-02	3,67	2360	24,1	0,71	АО2-61-4	13	0,88
	4,44	2450			АО2-62-4	17	0,89
	5,55	2550			АО2-71-4	22	—
В-Ц14-46-6,3К-02	5,28	1770	16,15	0,73	АО2-62-6	13	0,88
	6,39	1820			АО2-71-6	17	0,90
	7,78	1870			АО2-72-6	22	0,90
В-Ц14-46-8К-02	6,94	2450	16	0,70	АО2-82-6	30	—
	9,72	2600			АО2-82-6	40	—
	11,95	2750			АО2-91-6	55	0,92
В-Ц12-49-8-01	12,50	5500	24,15	0,68	4А280S4	110	—
	15,25	5600			4А280M4	132	—
	18,0	5700			4А315S4	160	—
ЦП-40-8К	1,39—6,95	1470—3820	26,65	0,61	—	—	—

Вентиляторы малой производительности *

Ц1-181,5	0,050	618	46,7	Ц1-1450	0,402	2450	46,7
Ц1-354	0,098	967	46,7	Ц1-2070	0,575	1280	46,7
Ц1-690	0,192	1500	46,7	Ц1-4030	1,120	2840	46,7
Ц1-1000	0,278	1110	46,7	Ц1-8500	2,360	3280	46,7

* Приведены значения только Q, ρgH и n.

Таблица 1.9. Технические характеристики газодувок

Марка	Q, м³/с	ρgH, Па	n, 1/с	Электродвигатель		
				тип	N _н , кВт	η _{дв}
ТВ-25-1,1	0,833	10 000	48,3	АО2-71-2	22	0,88
ТВ-100-1,12	1,67	12 000	48,3	АО2-81-2	40	—
ТВ-150-1,12	2,50	12 000	48,3	АО2-82-2	55	—
ТВ-200-1,12	3,33	12 000	48,3	АО2-91-2	75	0,89
ТВ-250-1,12	4,16	12 000	49,3	АО2-92-2	100	0,91
ТВ-350-1,06	5,86	6 000	48,3	АО2-82-2	55	—
ТВ-450-1,08	7,50	8 000	49,5	А2-92-2	125	0,94
ТВ-500-1,08	8,33	8 000	50,0	ВАО-315S-2	132	—
ТВ-600-1,1	10,0	10 000	49,4	А3-315M-2	200	—
РГН-1200А	0,167	30 000	16,7	АО2-62-6	13	—
2А-34	0,630	80 000	25,0	4А250-S443	75	—
ТВ-42-1,4	1,0	40 000	48,3	АО2-82-2	55	—
ТВ-50-1,6	1,0	60 000	49,3	АО2-92-2	100	—
ТВ-80-1,2	1,67	20 000	48,3	АО2-82-2	55	—
ТГ-170-1,1	2,86	28 000	49,3	АО2-92-2	100	—
ТГ-300-1,18	5,0	18 000	50,0	ВАО-315M-2	160	—

Примечание. Газодувки с ρgH ≤ 12 000 Па можно рассматривать как вентиляторы высокого давления; газодувки с ρgH ≥ 18 000 Па нужно рассчитывать как компрессоры.

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

Пример 1. Расчет насоса

Подобрать насос для перекачивания воды при температуре 20 °С из открытой емкости в аппарат, работающий под избыточным давлением 0,1 МПа. Расход воды 1,2 · 10⁻² м³/с. Геометрическая высота подъема воды 15 м. Длина трубопровода на линии всасывания 10 м, на линии нагнетания 40 м. На линии нагнетания имеются два отвода под углом 120° и 10 отводов под углом 90° с радиусом поворота, равным 6 диаметрам трубы, и 2 нормальных вентиля. На всасывающем участке трубопровода установлено 2 прямооточных вентиля, имеется 4 отвода под углом 90° с радиусом поворота, равным 6 диаметрам трубы.

Проверить возможность установки насоса на высоте 4 м над уровнем воды в емкости.

а) Выбор трубопровода.

Для всасывающего и нагнетательного трубопровода примем одинаковую скорость течения воды, равную 2 м/с. Тогда диаметр по формуле (1.8) равен

$$d = \sqrt{4 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} / 3,14 \cdot 2} = 0,088 \text{ м}$$

Примем, что трубопровод стальной, коррозия незначительна. б) Определение потерь на трение и местные сопротивления. Находим критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu} = \frac{2 \cdot 0,088 \cdot 998}{1,005 \cdot 10^{-3}} = 174800$$

т. е. режим турбулентный. Абсолютную шероховатость трубопровода принимаем Δ = 2 · 10⁻⁴ м. Тогда

$$e = \Delta / d = 2 \cdot 10^{-4} / 0,088 = 0,00227$$

Далее получим:

$$\frac{1}{e} = 441; \quad 560 \frac{1}{e} = 247000; \quad 10 \cdot \frac{1}{e} = 4410; \quad 4410 < Re < 247000$$

Таким образом, в трубопроводе имеет место смешанное трение, и расчет λ следует проводить по формуле (1.6):

$$\lambda = 0,11 \left(0,00227 + \frac{68}{174800} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot 0,00266^{0,25} = 0,025$$

Определим сумму коэффициентов местных сопротивлений отдельно для всасывающей и нагнетательной линий.

Для всасывающей линии:

1) Вход в трубу (принимаем с острыми краями): ξ₁ = 0,5.

2) Прямоточные вентили: для d = 0,076 м ξ = 0,6, для d = 0,10 м ξ = 0,5.

Экстраполяцией находим для d = 0,088 м и ξ = 0,55.

Умножая на поправочный коэффициент k = 0,925, получаем ξ₂ = 0,51.

3) Отводы: коэффициент A = 1, коэффициент B = 0,09; ξ₃ = 0,09.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений во всасывающей линии

$$\sum \xi = \xi_1 + 2\xi_2 + 4\xi_3 = 0,5 + 1,02 + 0,36 = 1,88$$

Потерянный напор во всасывающей линии находим по формуле (1.2):

$$h_{п.вс} = \left(0,025 \frac{10}{0,088} + 1,88 \right) \frac{2^3}{2 \cdot 9,81} = 0,962 \text{ м}$$

Для нагнетательной линии:

1) Отводы под углом 120°: A = 1,17, B = 0,09, ξ₁ = 0,105.

2) Отводы под углом 90°: ξ₂ = 0,09 (см. выше).

3) Нормальные вентили: для d = 0,08 м ξ = 4,0, для d = 0,1 м ξ = 4,1. Принимаем для d = 0,088 м ξ₃ = 4,04.

4) Выход из трубы: ξ₄ = 1.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в нагнетательной линии

$$\sum \xi = 2\xi_1 + 10\xi_2 + 2\xi_3 + \xi_4 = 2 \cdot 0,105 + 10 \cdot 0,09 + 2 \cdot 4,04 + 1 = 10,2$$

Потерянный напор в нагнетательной линии:

$$h_{п.наг} = \left(0,025 \frac{40}{0,088} + 10,2 \right) \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} = 4,396 \text{ м}$$

Общие потери напора:

$$h_{п} = h_{п.вс} + h_{п.наг} = 0,962 + 4,396 = 5,358 \text{ м}$$

в) Выбор насоса.

Находим напор насоса по формуле (1.33):

$$H = \frac{0,1 \cdot 10^6}{998 \cdot 9,81} + 15 + 5,358 = 30,6 \text{ м вод. столба}$$

Подобный напор при заданной производительности обеспечивается центробежными насосами (см. табл. 1.2). Учитывая, что центробежные насосы широко распространены в промышленности ввиду достаточно высокого к. п. д., компактности и удобства комбинирования с электродвигателями, выбираем для последующего рассмотрения именно эти насосы.

Полезную мощность насоса определим по формуле (1.32):

$$N_{п} = 998 \cdot 9,81 \cdot 0,012 \cdot 30,6 = 3595 \text{ Вт} = 3,595 \text{ кВт}$$

Принимая $\eta_{пер} = 1$ и $\eta_{н} = 0,6$ (для центробежного насоса средней производительности), найдем по формуле (1.34) мощность на валу двигателя:

$$N = 3,595 / 0,6 \cdot 1 = 6 \text{ кВт}$$

По табл. 1.2 устанавливаем, что заданным подаче и напору больше всего соответствует центробежный насос марки X 45/31, для которого в оптимальных условиях работы $Q = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$, $H = 31 \text{ м}$, $\eta_{н} = 0,6$. Насос обеспечен электродвигателем АО2-52-2 номинальной мощностью $N_{н} = 13 \text{ кВт}$, $\eta_{дв} = 0,89$. Частота вращения вала $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$.

г) Определение предельной высоты всасывания.

По формуле (1.37) рассчитаем запас напора на кавитацию:

$$h_3 = 0,3 (0,012 \cdot 48,3^2)^{2/3} = 2,77 \text{ м}$$

По таблицам давлений насыщенного водяного пара [2] найдем, что при 20°C $p_1 = 2,35 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Примем, что атмосферное давление равно $p_1 = 10^5 \text{ Па}$, а диаметр всасывающего патрубка равен диаметру трубопровода. Тогда по формуле (1.36) найдем:

$$H_{вс} \leq \frac{10^5}{998 \cdot 9,81} \left(\frac{2,35 \cdot 10^3}{998 \cdot 9,81} + \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} + 0,962 + 2,77 \right) = 6,04 \text{ м}$$

Таким образом, расположение насоса на высоте 4 м над уровнем воды в емкости вполне возможно.

Пример 2. Расчет вентилятора

Подобрать вентилятор для перекачивания воздуха через адсорбер. Расход воздуха $0,825 \text{ м}^3/\text{с}$, температура 20°C . Воздух вводится в нижнюю часть адсорбера. Давление исходного воздуха и над слоем адсорбента атмосферное. Сорбент представляет собой частицы, плотность которых $\rho_т = 800 \text{ кг/м}^3$, средний размер $d_т = 0,00205 \text{ м}$, фактор формы $\Phi = 0,8$. Высота неподвижного слоя сорбента $0,95 \text{ м}$, порозность $\epsilon = 0,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Внутренний диаметр адсорбера $D = 1,34 \text{ м}$. Длина трубопровода от точки забора воздуха до адсорбера составляет 20 м . На трубопроводе имеются четыре колена под углом 90° и одна задвижка.

Определяем, в каком состоянии — неподвижном или псевдооживленном — находится слой.

Фиктивная скорость воздуха в аппарате

$$w_0 = 4Q/\pi D^2 = 4 \cdot 0,825 / (3,14 \cdot 1,34^2) = 0,584 \text{ м/с}$$

Рассчитаем критерий Архимеда по формуле (1.25):

$$Ar = \frac{(0,00205)^3 \cdot 1,206 \cdot 9,81 (800 - 1,206)}{(1,85 \cdot 10^{-5})^2} = 2,38 \cdot 10^5$$

Определим $Re_{0,пс}$ по приближенной формуле (1.26):

$$Re_{0,пс} = \frac{2,38 \cdot 10^5}{1400 + 5,22 \sqrt{2,38 \cdot 10^5}} = 126$$

Скорость начала псевдооживления найдем по формуле (1.27):

$$w_{пс} = \frac{126 \cdot 1,85 \cdot 10^{-5}}{0,00205 \cdot 1,206} = 0,943 \text{ м/с}$$

Таким образом, $w_0 < w_{пс}$, и слой находится в неподвижном состоянии.

Определим критерий Рейнольдса в слое по формуле (1.14):

$$Re = \frac{2 \cdot 0,8}{3(1-0,4)} \frac{0,584 \cdot 0,00205 \cdot 1,206}{1,85 \cdot 10^{-6}} = 69,4$$

Рассчитаем λ по формуле (1.11):

$$\lambda = 133/69,4 + 2,34 = 4,26$$

Найдем гидравлическое сопротивление слоя по формуле (1.13):

$$\Delta p_c = \frac{3 \cdot 4,26 \cdot 0,95 (1-0,4) \cdot 1,206 \cdot 0,584^2}{4 \cdot 0,8 \cdot 0,4^3 \cdot 0,00205} = 7137 \text{ Па}$$

Примем, что гидравлическое сопротивление газораспределительной сетки и других вспомогательных устройств в адсорбере составляет 10 % от сопротивления слоя. Тогда гидравлическое сопротивление аппарата $\Delta p_a = 7137 \cdot 1,1 = 7850 \text{ Па}$.

Примем скорость воздуха в трубопроводе $w = 15 \text{ м/с}$. Тогда диаметр трубопровода по формуле (1.8) равен

$$d = \sqrt{4 \cdot 0,825 / (3,14 \cdot 15)} = 0,266 \text{ м}$$

Критерий Рейнольдса для потока в трубопроводе:

$$Re = \frac{15 \cdot 0,266 \cdot 1,206}{1,85 \cdot 10^{-6}} = 260 \text{ 100}$$

Примем, что трубы стальные, бывшие в эксплуатации. Тогда $\Delta = 0,15 \text{ мм}$; далее получим:

$$e = \frac{1,5 \cdot 10^{-4}}{0,266} = 5,64 \cdot 10^{-4}; \quad \frac{1}{e} = 1773;$$

$$10 \frac{1}{e} = 17730; \quad 560 \frac{1}{e} = 993000;$$

$$17730 < Re = 260 \text{ 100} < 993000$$

Таким образом, расчет λ следует проводить для зоны смешанного трения по формуле (1.6):

$$\lambda = 0,11 (5,64 \cdot 10^{-4} + 68/260 \cdot 100)^{0,25} = 0,0186$$

Определим коэффициенты местных сопротивлений.

- 1) Вход в трубу (принимая с острыми краями): $\xi_1 = 0,5$.
- 2) Задвижка: для $d = 0,266 \text{ м}$ $\xi_2 = 0,18$.
- 3) Колено: $\xi_3 = 1,1$.
- 4) Выход из трубы: $\xi_4 = 1$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\sum \xi = 0,5 + 0,18 + 4 \cdot 1,1 + 1 = 6,08$$

Гидравлическое сопротивление трубопровода по формуле (1.1):

$$\Delta p_{п} = \left(0,0186 \frac{20}{0,266} + 6,08 \right) \frac{1,206 \cdot 15^2}{2} = 1015 \text{ Па}$$

Избыточное давление, которое должен обеспечить вентилятор для преодоления гидравлического сопротивления аппарата и трубопровода, равно:

$$\Delta p = \Delta p_a + \Delta p_{п} = 7850 + 1015 = 8865 \text{ Па}$$

Таким образом, необходим вентилятор высокого давления. Полезную мощность его находим по формуле (1.32):

$$N_{п} = \rho g Q H = Q \Delta p = 8865 \cdot 0,825 = 7313 \text{ Вт} = 7,313 \text{ кВт}$$

Принимая $\eta_{пер} = 1$ и $\eta_{н} = 0,6$, по формуле (1.34) получим:

$$N = 7,313 : 0,6 = 12,2 \text{ кВт}$$

По табл. 1.8 и 1.9 устанавливаем, что полученным данным лучше всего удовлетворяет газодувка ТВ-25-1,1, которая характеризуется $Q = 0,833 \text{ м}^3/\text{с}$, $\Delta p = \rho g H = 10000 \text{ Па}$. Газодувка обеспечена электродвигателем АО2-71-2 номинальной мощностью $N = 22 \text{ кВт}$ и $\eta_{дв} = 0,88$.

6. РАСЧЕТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ

Во многих процессах химической технологии — абсорбции, ректификации, экстракции и т. д. происходит движение двухфазных потоков, в которых одна из фаз является дисперсной, а другая — сплошной. Дисперсная фаза может быть распределена в сплошной в виде частиц, капель, пузырей, струй или пленок. В двухфазных потоках первого рода сплошной фазой является газ или жидкость, а дисперсной — твердые частицы, форма и масса которых при движении практически не меняется. Некоторые гидродинамические параметры двухфазных потоков первого рода рассмотрены в разделе 3 данной главы. В потоках второго рода газ или жидкость образуют и сплошную, и дисперсную фазы. При движении частиц дисперсной фазы в сплошной они могут менять форму и массу, например вследствие дробления или слияния пузырей и капель. Математическое описание таких процессов чрезвычайно сложно, и инженерные расчеты обычно основываются на экспериментальных данных.

Рассмотрение многообразных эмпирических зависимостей, связанных с гидравлическими расчетами двухфазных потоков, выходит за рамки настоящего пособия. Поэтому ниже даны общие закономерности и примеры расчета по основным формулам и ссылки на литературу.

Барботаж. В случае свободного барботажа, когда газ движется через жидкость в виде отдельных свободно всплывающих пузырей, диаметр пузыря находят по формуле

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{6d_0\sigma}{g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}})}} \quad (1.40)$$

где d_0 — диаметр отверстия, в котором образуется пузырь.

Число пузырьков, образующихся за единицу времени в отверстии, равно

$$n = 6Q/\pi d_{\text{п}}^3 \quad (1.41)$$

где Q — объемный расход газа.

При цепном барботаже [6] диаметр пузырька рассчитывают по следующим формулам: для ламинарного движения

$$d_{\text{п}} = \sqrt[4]{\frac{108\mu_{\text{ж}}Q}{\pi g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}})}} \quad (1.42)$$

для турбулентного движения

$$d_{\text{п}} = \sqrt[5]{\frac{72\rho_{\text{ж}}Q^2}{\pi^2 g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}})}} \quad (1.43)$$

Значение критерия Рейнольдса, разграничивающее ламинарное и турбулентное движение пузырей в жидкости, $Re_{\text{п.кр}} = 9$.

Критерий Рейнольдса при барботаже определяется следующим выражением:

$$Re_{\text{п}} = w_{\text{п}} d_{\text{п}} \rho_{\text{ж}} / \mu_{\text{ж}}$$

где $w_{\text{п}}$ — скорость подъема пузырей, которую рассчитывают по следующим формулам:

для ламинарного режима

$$w_{\text{п}} = \frac{d_{\text{п}}^2 (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}) g}{18\mu_{\text{ж}}} \quad (1.44)$$

для турбулентного режима

$$w_{\text{п}} = 0,70 \sqrt{\frac{d_{\text{п}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}) g}{\rho_{\text{ж}}}} \quad (1.45)$$

Критический расход газа, при котором свободный барботаж сменяется цепным, находят по формулам: при ламинарном движении

$$Q_{\text{кр}} = \sqrt[3]{\frac{0,03\sigma^4 d_0^4}{\mu_{\text{ж}}^3 (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}) g}} \quad (1.46)$$

при турбулентном движении

$$Q_{\text{кр}} = \sqrt[6]{\frac{20\sigma^5 d_0^5}{\rho_{\text{ж}}^3 (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}})^2 g^2}} \quad (1.47)$$

Общие потери давления при барботаже Δp_6 складываются из следующих величин:

$$\Delta p_6 = \Delta p_0 + \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{п}} \quad (1.48)$$

где $\Delta p_0 = 4\sigma/d_0$ — давление, необходимое для преодоления сил поверхностного натяжения; $\Delta p_{\text{ст}} = h\rho_{\text{ж}}g$ — статическое давление столба жидкости высотой h в аппарате; $\Delta p_{\text{п}}$ — потери давления на преодоление сопротивлений в отверстии, которые могут быть рассчитаны по методике, рассмотренной в разделе 1.

Межфазная поверхность при барботаже представляет собой суммарную поверхность всех пузырьков на высоте жидкостного столба и определяется следующими соотношениями:

для свободного барботажа

$$F = \frac{6Q}{w_{\text{п}} d_{\text{п}}} h \quad (1.49)$$

для цепного барботажа

$$F = \pi d_{\text{п}} h \quad (1.50)$$

Приведенные выше формулы применимы для пузырьков диаметром не более 1 мм. Крупные пузыри при подъеме деформируются, приобретая эллипсоидную форму (при $d_{\text{п}} = 1-5$ мм) и полусферическую (при $d_{\text{п}} > 5$ мм), причем движение пузырей становится спиральным [7]. Закономерности, установленные для пузырей, выходящих из одного отверстия, справедливы при массовом барботаже, если скорости газового потока невысоки (0,1—0,3 м/с на свободное сечение аппарата). При более высоких скоростях пузыри сливаются в сплошную струю, которая разрушается на некотором расстоянии от отверстия с образованием пены. Размеры пузырей в пене различны. Для усреднения используют средний поверхностно-объемный диаметр $d_{\text{ср}} = 6\varepsilon/a$ (где ε — газосодержание пены, a — удельная поверхность).

Гидродинамические основы работы аппаратов в пенном режиме рассмотрены в монографиях [3, 8, 9]. Примеры расчета гидравлического сопротивления, рабочих скоростей и других гидродинамических параметров для барботажных аппаратов даны в главах VI и VII настоящего пособия.

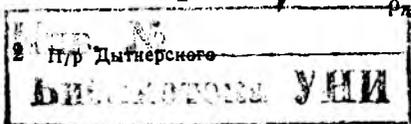
Пример. Определить поверхность контакта фаз при выходе пузырей из одиночного отверстия по следующим данным: диаметр отверстия $d_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ м, высота столба жидкости в аппарате $h = 0,5$ м, расход газа $Q = 3 \cdot 10^{-8}$ м³/с, плотность газа $\rho_{\text{г}} = 1,2$ кг/м³, плотность жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³, вязкость жидкости $\mu_{\text{ж}} = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с, поверхностное натяжение $\sigma = 0,07$ Н/м.

Определим вид барботажа, используя формулы (1.46) и (1.47):

$$Q_{\text{кр}} = \sqrt[3]{\frac{0,03 (0,07)^4 (2 \cdot 10^{-5})^4}{(1 \cdot 10^{-3})^3 (1000 - 1,2) \cdot 9,81}} = 2,27 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q_{\text{кр}} = \sqrt[6]{\frac{20 (0,07)^5 (2 \cdot 10^{-5})^5}{1000^3 (1000 - 1,2)^2 \cdot 9,81^2}} = 3,21 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/\text{с}$$

Заданный расход газа меньше каждого из критических значений, поэтому в аппарате имеет место свободный барботаж.



Определим диаметр пузыря по формуле (1.40):

$$d_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,07}{9,81 (1000 - 1,2)}} = 9,27 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Предполагая, что пузыри всплывают турбулентно, найдем скорость подъема пузырей по формуле (1.45):

$$\omega_{\text{п}} = 0,7 \sqrt{\frac{9,27 \cdot 10^{-4} (1000 - 1,2) 9,81}{1000}} = 6,67 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$$

Рассчитываем критерий $Re_{\text{п}}$:

$$Re_{\text{п}} = \frac{6,67 \cdot 10^{-2} \cdot 9,27 \cdot 10^{-4} \cdot 1000}{10^{-3}} = 61,8$$

Таким образом, пузыри всплывают турбулентно ($Re_{\text{п}} > Re_{\text{п,кр}}$), так что формула (1.45) была выбрана правильно.

Найдем поверхность контакта фаз по формуле (1.49):

$$F = \frac{6 \cdot 3 \cdot 10^{-8}}{6,67 \cdot 10^{-2} \cdot 9,27 \cdot 10^{-4}} = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Пленочное течение жидкостей. При стекании пленки жидкости под действием силы тяжести по вертикальной поверхности наблюдается три основных режима движения [3]: ламинарное течение с гладкой поверхностью ($Re_{\text{пл}} < \sim 30$), ламинарное течение с волнистой поверхностью ($Re_{\text{пл}} \approx 30 - 1600$) и турбулентное течение ($Re_{\text{пл}} > \sim 1600$). Критерий Рейнольдса для пленки жидкости определяется выражением $Re_{\text{пл}} = 4\Gamma/\mu_{\text{ж}}$ (где Γ — линейная массовая плотность орошения, представляющая собой массовый расход жидкости через единицу длины периметра смоченной поверхности).

При ламинарном течении средняя скорость стекающей пленки $\omega_{\text{пл}}$ и ее толщина $\delta_{\text{пл}}$ определяются следующими уравнениями:

$$\omega_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{\Gamma^2 g}{3\mu_{\text{ж}}\rho_{\text{ж}}}} \quad (1.51)$$

$$\delta_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{3\Gamma\mu_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}^2 g}} \quad (1.52)$$

Если поверхность не вертикальна, а наклонена к горизонту под углом α , то в расчетных уравнениях вместо g следует использовать произведение $g \sin \alpha$.

При турбулентном течении пленки для расчета $\omega_{\text{пл}}$ и $\delta_{\text{пл}}$ можно использовать эмпирические уравнения [1]:

$$\omega_{\text{пл}} = 2,3 \left(\frac{g}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{1/3} \frac{\Gamma^{7/15}}{\mu_{\text{ж}}^{2/15}} \quad (1.53)$$

$$\delta_{\text{пл}} = 0,433 \frac{\mu_{\text{ж}}^{2/15} \Gamma^{8/15}}{g^{1/3} \rho_{\text{ж}}^{2/3}} \quad (1.54)$$

Для упрощения расчетных зависимостей вместо фактической толщины пленки часто используют приведенную толщину $\delta_{\text{пр}}$:

$$\delta_{\text{пр}} = (\mu_{\text{ж}}^2 / \rho_{\text{ж}}^2 g)^{1/3} \quad (1.55)$$

Уравнения (1.51)—(1.54) применимы в случае, когда рядом с пленкой движется газ и скорость газа сравнительно невысока (до 3 м/с). При более высоких скоростях в случае противотока газ тормозит стекание пленки, что приводит к увеличению ее толщины и уменьшению скорости течения. При прямом течении скорости течения пленки увеличивается, а толщина уменьшается [3].

Скорость газового потока, при которой наступает захлебывание противоточных аппаратов $\omega_{\text{г,з}}$, может быть найдена по уравнению

$$\lg \left(\frac{\omega_{\text{г,з}}^2}{g d_{\text{экр}}^3} \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \mu_{\text{ж}}^{0,16} \right) = b - 1,75 \left(\frac{L}{G} \right)^{1/4} \left(\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{1/8} \quad (1.56)$$

где L и G — соответственно массовые расходы жидкости и газа; $d_{\text{экр}}$ — эквивалентный диаметр канала, по которому движется газ; коэффициент b для листовой насадки равен нулю, для трубок с орошаемыми стенками может быть определен по формуле

$$b = 0,47 + 1,5 \lg \left(\frac{d_{\text{экр}}}{0,025} \right) \quad (1.57)$$

В эмпирических формулах (1.53), (1.54), (1.56) вязкость выражается в $\text{мН} \cdot \text{с} / \text{м}^2$.

Гидравлическое сопротивление при движении газа в аппаратах с текущей пленкой жидкости определяется по уравнению

$$\Delta p = \xi \frac{l}{d_{\text{экр}}} \cdot \frac{\rho_{\text{г}} \omega_{\text{г}}^2}{2} \quad (1.58)$$

где $\omega_{\text{г}}$ — скорость газа относительно жидкости; $\omega_{\text{г}} = \omega_{\text{г}} \pm \omega_{\text{пл}}$ (знаки плюс и минус относятся соответственно к противотoku и прямотoku).

Коэффициент сопротивления ξ рассчитывают по эмпирическим уравнениям [3]. Для противотока

$$\text{при } Re_{\text{о,г}} < Re_{\text{о,г,кр}} \quad \xi = 86 / Re_{\text{о,г}} \quad (1.59)$$

$$\text{при } Re_{\text{о,г}} > Re_{\text{о,г,кр}} \quad \xi = \frac{0,11 + 0,9 (\omega_{\text{пл}} \mu_{\text{ж}} / \sigma)^{2/3}}{0,16} \quad (1.60)$$

Критерий $Re_{\text{о,г}}$ рассчитывают по формуле $Re_{\text{о,г}} = \omega_{\text{о,г}} d_{\text{экр}} \rho_{\text{г}} / \mu_{\text{г}}$. Критическое значение $Re_{\text{о,г,кр}}$ определяют по соотношению

$$Re_{\text{о,г,кр}} = \left[\frac{86}{0,11 + 0,9 (\omega_{\text{пл}} \mu_{\text{ж}} / \sigma)^{2/3}} \right]^{1,19} \quad (1.61)$$

При пленочном течении в насадочных аппаратах обычно часть насадки не смачивается жидкостью, имеют место застойные зоны, в отдельных местах жидкость перетекает от одного элемента насадки к другому в виде струй. В разных точках элемента насадки пленка может иметь различную толщину. Поэтому закономерности течения в пленочных и насадочных аппаратах, несмотря на определенную аналогию, рассматриваются отдельно. Методики расчета рабочих скоростей, гидравлического сопротивления и других гидродинамических параметров в насадочных колоннах приведены в работах [3, 9, 10, 11].

Пример. Определить гидравлическое сопротивление в вертикальном трубчатом пленочном аппарате при противоточном движении газа и жидкости по следующим данным: длина трубки $l = 2$ м, ее внутренний диаметр $d = 0,02$ м, число трубок $n = 100$, расход жидкости $L = 0,3$ кг/с, ее плотность $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³, вязкость $\mu_{\text{ж}} = 5 \cdot 10^{-4}$ Па·с, поверхностное натяжение $\sigma = 0,067$ Н/м, расход газа $G = 0,05$ кг/с, его плотность $\rho_{\text{г}} = 1$ кг/м³, вязкость $\mu_{\text{г}} = 2 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Найдем все величины, входящие в формулу (1.58). Скорость газа (без учета сечения, занятого пленкой)

$$\omega_{\text{г}} = \frac{4G}{\rho_{\text{г}} n \pi d^2} = \frac{0,05 \cdot 4}{1 \cdot 100 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2} = 1,594 \text{ м/с}$$

Полученное значение невелико, поэтому для определения скорости течения пленки можно использовать приведенные выше формулы. Рассчитаем критерий $Re_{\text{пл}}$, предварительно вычислив Γ :

$$\Gamma = L / 100 n d = 0,3 / 100 \cdot 3,14 \cdot 0,02 = 0,0477 \text{ кг/(с} \cdot \text{м)}$$

$$Re_{\text{пл}} = 4 \cdot 0,0477 / 5 \cdot 10^{-4} = 382$$

Таким образом, течение пленки ламинарное, и для расчета $\omega_{\text{пл}}$ применима формула (1.51):

$$\omega_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{0,0477^2 \cdot 9,81}{3 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 1000}} = 0,246 \text{ м/с}$$

Относительная скорость газа:

$$\omega_{\text{о,г}} = 1,594 + 0,246 = 1,84 \text{ м/с}$$

Определим толщину стекающей пленки по формуле (1.52):

$$\delta_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,0477 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{1000^2 \cdot 9,81}} = 1,96 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Полученное значение мало по сравнению с диаметром трубки, поэтому нет необходимости делать пересчет скорости газа, и кроме того, эквивалентный диаметр можно принять равным внутреннему диаметру трубки: $d_{эв} = 0,02$ м.

Для выбора формулы для расчета ξ определим по соотношению (1.61) значения $Re_{0,г.кр}$ и $Re_{0,г}$:

$$Re_{0,г.кр} = \left[\frac{86}{0,11 + 0,9 (0,246 \cdot 5 \cdot 10^{-4} / 0,067)^{2/3}} \right]^{1,19} = 2414$$

$$Re_{0,г} = 1,84 \cdot 0,02 \cdot 1/2 \cdot 10^{-5} = 1840$$

$Re_{0,г} < Re_{0,г.кр}$, поэтому используем формулу (1.59). Тогда $\xi = 86 : 1840 = 0,0467$.

Гидравлическое сопротивление аппарата:

$$\Delta p = 0,0467 \frac{2}{0,02} \cdot \frac{1 \cdot 1,84^2}{2} = 7,7 \text{ Па}$$

Брызгоунос. Брызгоунос складывается из двух составляющих. Одна образована мелкими каплями, скорость витания которых меньше скорости газа. Для определения скорости витания можно использовать формулы (1.28) и (1.29). Вторая (обычно основная) составляющая уноса — это крупные капли, получившие значительную кинетическую энергию при их образовании. Величина брызгоуноса зависит от вида контактного устройства, скорости движения фаз, физико-химических свойств газа (пара) и жидкости и других факторов и определяется по эмпирическим уравнениям.

Зависимости по расчету брызгоуноса в барботажных массообменных аппаратах приведены в работах [3, 8, 9]. Некоторые формулы и таблицы с примерами расчета даны в главах VI и VII настоящего пособия. Унос в выпарных аппаратах рассмотрен в монографии [12].

В пленочных абсорбционных аппаратах брызгоунос значителен лишь при прямоточном движении фаз вследствие высоких скоростей газового потока. При восходящем прямотоке брызгоунос начинается, если выполняется условие

$$\omega_r \mu_{ж} / \sigma \geq (164 / Re_{пл})^5 \quad (1.62)$$

Величина брызгоуноса может быть определена по уравнению

$$q/\Gamma = 0,039 Re_{пл}^{0,45} (\omega_r \mu_{ж} / \sigma)^{0,38} \quad (1.63)$$

Пример. Определить относительную величину брызгоуноса в абсорбере с восходящим движением пленки по следующим данным: плотность орошения $\Gamma = 0,05$ кг/(м·с), вязкость жидкости $\mu_{ж} = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с, поверхностное натяжение $\sigma = 0,05$ Н/м, скорость газа $\omega_r = 20$ м/с.

Проверим справедливость соотношения (1.62):

$$Re_{пл} = 4\Gamma / \mu_{ж} = 4 \cdot 0,05 / 1 \cdot 10^{-3} = 200$$

$$\left(\frac{164}{Re_{пл}} \right)^5 = \left(\frac{164}{200} \right)^5 = 0,37 \quad \frac{\omega_r \mu_{ж}}{\sigma} = \frac{20 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,05} = 0,4$$

Таким образом, соотношение (1.62) справедливо, и в аппарате имеет место режим брызгоуноса. Относительный брызгоунос определим по формуле (1.63):

$$q/\Gamma = 0,039 \cdot 200^{0,45} \cdot 0,4^{0,38} = 0,299$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 9-е изд., пер. и доп. М., Химия, 1973. 754 с.
2. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. 9-е изд., пер. и доп. Л., Химия, 1981. 560 с.
3. Рамм В. М. Абсорбция газов. М., Химия, 1976. 655 с.
4. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М., Энергия, 1977. 424 с.
5. Рекус Г. Г. Электропривод и электрооборудование предприятий химической промышленности. М., МХТИ имени Д. И. Менделеева, 1971. 292 с.
6. Циборовский Я. Основы процессов химической технологии. Л., Химия, 1967. 720 с.
7. Кутателадзе С. С., Стрыкович М. Л. Гидравлика газожидкостных систем. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958. 232 с.
8. Тарат Э. Я., Мухленов И. П., Туболкин А. Ф., Тумаркина Е. С. Пенный режим и пенные аппараты. Л., Химия, 1977. 304 с.
9. Александров И. А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. М., Химия, 1971. 296 с.
10. Стабников В. Н. Расчет и конструирование контактных устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов. Киев, Техника, 1970. 208 с.
11. Хоблер Т. Массопередача и абсорбция. Л., Химия, 1964. 479 с.
12. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. М., Высшая школа, 1977. 352 с.

Глава II

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

c — удельная массовая теплоемкость;
 D — диаметр кожуха;
 d — внутренний диаметр теплообменных труб;
 $d_э$ — эквивалентный диаметр [см. формулу (1.3)];
 F — поверхность теплопередачи;
 G — массовый расход теплоносителя;
 g — ускорение свободного падения;
 K — коэффициент теплопередачи;
 L — длина теплообменных труб;
 l — определяющий размер в критериях подобия;
 M — масса;
 N — число пластин; мощность;
 n — число труб; число параллельных потоков;
 p — давление;
 Δp — гидравлическое сопротивление;
 Q — тепловая нагрузка;
 q — удельная тепловая нагрузка;
 r — удельная массовая теплота конденсации (испарения);
 $r_з$ — термическое сопротивление слоя загрязнений;
 S — площадь поперечного сечения потока;

t — температура;
 Δt — разность температур стенки и теплоносителя;
 w — скорость движения теплоносителя;
 z — число ходов в кожухотрубчатых теплообменниках;
 α — коэффициент теплоотдачи;
 β — коэффициент объемного расширения;
 $\delta_{ст}$ — толщина стенки теплопередающей поверхности;
 λ — теплопроводность; коэффициент трения;
 μ — динамическая вязкость;
 ρ — плотность;
 σ — поверхностное натяжение;
 ξ — коэффициент местного сопротивления;

$$Re = \frac{\omega l \rho}{\mu} \text{ — критерий Рейнольдса;}$$

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \text{ — критерий Нуссельта;}$$

$$Pr = \frac{c \mu}{\lambda} \text{ — критерий Прандтля;}$$

$$Gr = \frac{g l^3 \rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t \text{ — критерий Грасгофа;}$$

Индексы:

- 1 — теплоноситель с большей средней температурой;
- 2 — теплоноситель с меньшей средней температурой;
- н — начальное значение; наружный размер; насос;
- к — конечное значение; кожух;
- ст — стенка;
- т — теплообменник;
- тр — трубное пространство;
- мтр — межтрубное пространство;
- ш — штуцер.

1. ОБЩАЯ СХЕМА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Расчет теплообменного аппарата включает определение необходимой поверхности теплопередачи, выбор типа аппарата и нормализованного варианта конструкции, удовлетворяющих заданным технологическим условиям оптимальным образом. Необходимую поверхность теплопередачи определяют из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} \quad (II.1)$$

Тепловую нагрузку Q в соответствии с заданными технологическими условиями находят по одному из следующих уравнений:

а) если агрегатное состояние теплоносителей не меняется — по уравнению

$$Q_i = G_i c_i |t_{i\text{н}} - t_{i\text{к}}|, \quad i = 1; 2 \quad (II.2)$$

б) при конденсации насыщенных паров без охлаждения конденсата и при кипении — по уравнению

$$Q_i = G_i r_i, \quad i = 1; 2 \quad (II.3)$$

в) при конденсации перегретых паров с охлаждением конденсата

$$Q_i = G_i (I_{1\text{н}} - c_1 t_{1\text{н}}) \quad (II.4)$$

где I — энтальпия перегретого пара.

Здесь и в дальнейшем индекс «1» относится к горячему теплоносителю, индекс «2» — к холодному.

Один из технологических параметров, не указанных в исходном задании (расход одного из теплоносителей или одну из температур), можно найти с помощью уравнения теплового баланса:

$$Q_1 = Q_2 \quad (II.5)$$

Тепловые потери при наличии теплоизоляции незначительны, и при расчете теплообменников их можно не учитывать.

Если агрегатное состояние теплоносителя не меняется, то его среднюю температуру можно определить как среднеарифметическую между начальной и конечной температурами:

$$t_i = (t_{i\text{н}} + t_{i\text{к}})/2, \quad i = 1, 2$$

Более точное значение средней температуры одного из теплоносителей можно получить, используя среднелогарифмическую разность температур:

$$t_i = t_j \pm \Delta t_{\text{ср.лог}}$$

где t_j — среднеарифметическая температура теплоносителя с меньшим перепадом температуры вдоль поверхности теплообмена.

При изменении агрегатного состояния теплоносителя его температура постоянна вдоль всей поверхности теплопередачи и равна температуре кипения (или конденсации), зависящей от давления и состава теплоносителя.

В аппаратах с прямо- или противоточным движением теплоносителей средняя разность температур

потоков определяется как среднелогарифмическая между большей и меньшей разностями температур теплоносителей на концах аппарата:

$$\Delta t_{\text{ср}} \equiv \Delta t_{\text{ср.лог}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}})} \quad (II.6)$$

Если эти разности температур одинаковы или отличаются не более чем в два раза, то среднюю разность температур можно определить как среднеарифметическую между ними: $\Delta t_{\text{ср.ар}} = (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}})/2$.

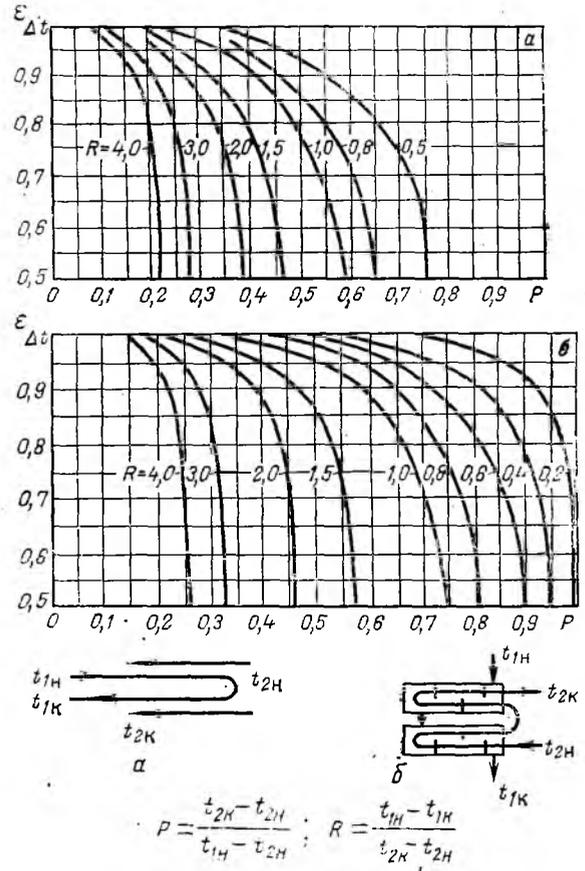


Рис. II.1. Определение поправки $\epsilon_{\Delta t}$ при сложном взаимном движении теплоносителей:

а — один ход для теплоносителя 2 (в межтрубном пространстве) и четное число ходов для теплоносителя 1 (в трубах); б — два хода для теплоносителя 1 и четыре хода для теплоносителя 2 (можно использовать для пластинчатых теплообменников). Индексы 2н и 2к присваиваются среде с меньшим перепадом температур.

В аппаратах с противоточным движением теплоносителей $\Delta t_{\text{ср}}$ при прочих равных условиях больше, чем в случае прямотока; при сложном взаимном движении теплоносителей, например при смешанном или перекрестном токе, $\Delta t_{\text{ср}}$ принимает промежуточное значение. Ее можно рассчитать, вводя поправку $\epsilon_{\Delta t} \leq 1$ к среднелогарифмической разности температур для противотока, рассчитанной по формуле (II.6): $\Delta t_{\text{ср}} = \epsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{ср.лог}}$. Эта поправка может быть определена с помощью графиков [1, 2], два из которых приведены на рис. II.1.

Для определения поверхности теплопередачи и выбора конкретного варианта конструкции теплообменного аппарата необходимо определить коэффициент теплопередачи. Его можно рассчитать с помощью уравнения аддитивности термических сопротивлений на пути теплового потока:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{з1}} + r_{\text{з2}} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (II.7)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей; $\lambda_{ст}$ — теплопроводность материала стенки; $\delta_{ст}$ — толщина стенки; $r_{з1}$, $r_{з2}$ — термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки.

Это уравнение справедливо для передачи тепла через плоскую или цилиндрическую стенку при условии, что $R_n/R_v < 2$ (R_n и R_v — наружный и внутренний радиусы цилиндра).

Однако на этой стадии расчета точное определение коэффициента теплопередачи невозможно, так как α_1 и α_2 зависят от параметров конструкции рассматриваемого теплообменного аппарата. Поэтому сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи приходится приблизительно определить поверхность и выбрать конкретный вариант конструкции, а затем провести уточненный расчет коэффициента теплопередачи и требуемой поверхности. Сопоставление ее с поверхностью выбранного нормализованного теплообменника дает ответ на вопрос о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи. При значительном отклонении расчетной поверхности от выбранной следует перейти к другому варианту конструкции и вновь выполнить уточненный расчет. Число повторных расчетов зависит главным образом от степени отклонения ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи от его уточненного значения. Многократное повторение однотипных расчетов предполагает использование ЭВМ. Следует, однако, иметь в виду, что трудоемкость повторных расчетов «вручную» резко снижается по мере выявления характера зависимости коэффициентов теплоотдачи от параметров конструкции аппарата.

Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи, а также значения тепловой проводимости загрязнений стенок по данным [3] приведены в табл. II.1 и II.2.

Трудоемкость таких расчетов может быть несколько уменьшена, если из опыта известна оптимальная область гидродинамических режимов движения теплоносителей вдоль поверхности для выбранного типа конструкции. Такое ограничение уменьшает число возможных вариантов решения задачи.

В любом случае, особенно при использовании ЭВМ, легко можно получить несколько конкурентноспособных вариантов решения технологической

Таблица II.1. Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи K [$Вт/(м^2 \cdot К)$]

Вид теплообмена	Для вынужденного движения	Для свободного движения
От газа к газу	10—40	4—12
От газа к жидкости	10—60	6—20
От конденсирующегося пара к газу	10—60	6—12
От жидкости к жидкости		
для воды	800—1700	140—340
для углеводорода, масел	120—270	30—60
От конденсирующегося водяного пара к воде	800—3500	300—1200
От конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям	120—340	60—170
От конденсирующегося пара органических жидкостей к воде	300—800	230—460
От конденсирующегося водяного пара к кипящей жидкости	—	300—2500

Таблица II.2. Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/r_z$ [$Вт/(м^2 \cdot К)$]

Теплоносители	$1/r_z$
Вода	
загрязненная	1 400—1 860
среднего качества	1 860—2 900
хорошего качества	2 900—5 800
дистиллированная	11 600
Воздух	2 800
Нефтепродукты, масла, пары хладагентов	2 900
Нефтепродукты сырые	1 160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5 800
Водяной пар, содержащий масла	5 800
Пары органических жидкостей	11 600

задачи. Дальнейший выбор должен быть сделан на основе технико-экономического анализа по тому или иному критерию оптимальности.

Схема расчета теплообменников приведена на рис. II.2.

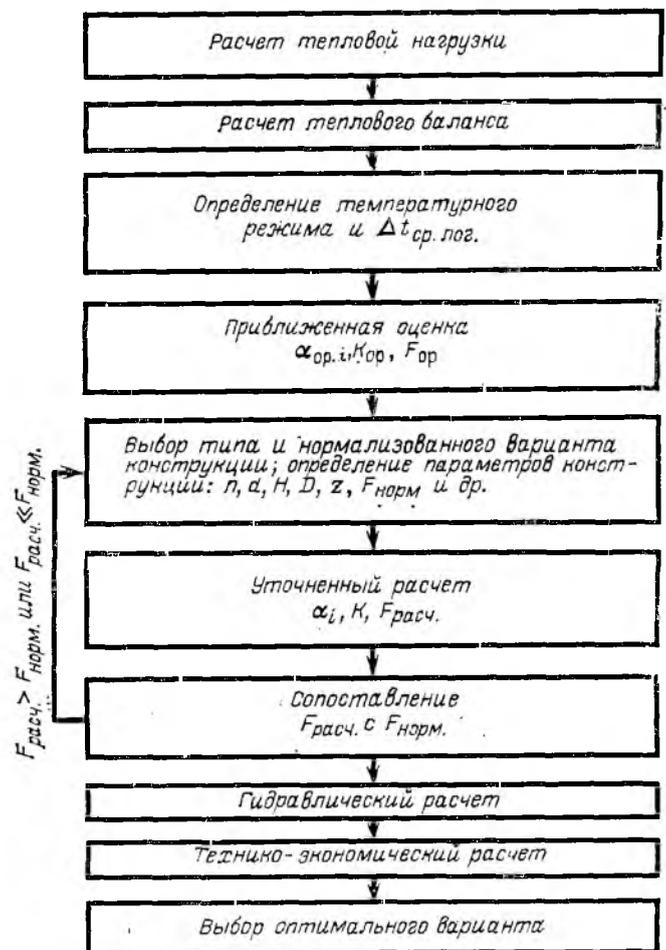


Рис. II.2. Схема расчета теплообменников.

2. УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ

Выбор уравнений для уточненного расчета коэффициентов теплоотдачи зависит от характера теплообмена (без изменения агрегатного состояния, при кипении или при конденсации), от вида выбранной поверхности теплообмена (плоской, гофрированной, трубчатой, оребренной), от типа конструкции (ко-

жухотрубчатые, двухтрубные, змеевиковые и др.), от режима движения теплоносителя. В общем виде критериальная зависимость для определения коэффициентов теплоотдачи имеет вид:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots)$$

Здесь $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots$ — симплексы геометрического подобия.

Во многие расчетные формулы для определения коэффициента теплоотдачи в явном или неявном виде входит температура стенки. Ее можно определить из соотношения

$$t_{cti} = t_i = K \Delta t_{cp} \alpha_i, \quad i = 1, 2 \quad (II.8)$$

Поскольку на первой стадии уточненного расчета α_i и K неизвестны, надо задаться их ориентировочными значениями, а в конце расчета проверить правильность предварительной оценки t_{cti} .

Ниже приведены уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в наиболее часто встречающихся случаях теплообмена.

1. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения без изменения агрегатного состояния коэффициент теплоотдачи определяют по следующим уравнениям:

а) при развитом турбулентном движении ($Re \geq 10^4$) — по уравнению

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr/Pr_{ct})^{0,25} \quad (II.9)$$

Здесь Pr_{ct} — критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки. Определяющим размером в критериях Re и Nu является эквивалентный диаметр трубы; определяющая температура, при которой рассчитываются физические свойства среды — средняя температура теплоносителя. Пределы применимости формулы (II.9): $Re = 10^4 - 5 \cdot 10^6$; $Pr = 0,6 - 100$.

Для изогнутых труб (змеевиков) значение α , полученное из уравнения (II.9), умножают на поправку

$$\alpha_{зм} = \alpha (1 + 3,54d/D)$$

где d — внутренний диаметр трубы змеевика; D — диаметр витка змеевика;

б) при переходном режиме ($2300 < Re < 10\,000$) приближенное значение коэффициента теплоотдачи можно определить по уравнению

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \quad (II.10)$$

в) при ламинарном режиме ($Re \leq 2300$) возможны два случая:

1) при значениях $GrPr \leq 5 \cdot 10^5$, когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют по уравнениям [2]:

$$\text{при } RePr (d/L) > 12$$

$$Nu = 1,61 [RePr (d/L)]^{1/3} (\mu/\mu_{ct})^{0,14} \quad (II.11)$$

$$\text{при } RePr (d/L) \leq 12$$

$$Nu = 3,66 (\mu/\mu_{ct})^{0,14} \quad (II.12)$$

где μ_{ct} — вязкость теплоносителя при температуре стенки.

2) при значениях $GrPr > 5 \cdot 10^5$ наступает так называемый вязкостно-гравитационный режим, при котором влиянием свободной конвекции пренебречь нельзя, поскольку в этом режиме на теплоотдачу существенно влияет взаимное направление вынужденного движения и свободной конвекции; ряд формул приведен в работах [2—5]. Коэффициент

теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме течения приближенно можно определить по формуле:

$$Nu = 0,15 (RePr)^{0,33} (GrPr)^{0,1} (Pr/Pr_{ct})^{0,25} \quad (II.13)$$

В формулах (II.11)—(II.13) определяющий размер — эквивалентный диаметр, определяющая температура — средняя температура теплоносителя.

2. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве двухтрубного теплообменника расчет коэффициента теплоотдачи можно производить по формулам (II.9), (II.10), (II.13), подставляя в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр кольцевого сечения между трубками $d_e = D_n - d_n$ (где D_n — внутренний диаметр наружной трубы, d_n — наружный диаметр внутренней трубы). В случае развитого турбулентного режима можно также рекомендовать [6] формулу

$$Nu = 0,623 Re^{0,8} Pr^{0,4} (D_n/d_n)^{0,45} \quad (II.14)$$

3. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с сегментными перегородками коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнениям:

$$\text{при } Re \geq 1000 [7]$$

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{ct})^{0,25} \quad (II.15)$$

$$\text{при } Re < 1000 [3]$$

$$Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{ct})^{0,25} \quad (II.16)$$

В уравнениях (II.15) и (II.16) за определяющий геометрический размер принимают наружный диаметр теплообменных труб. Скорость потока определяется для наименьшего сечения межтрубного пространства (см. табл. II.3; II.5; II.6).

4. При обтекании пучка оребренных труб коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнению [3]:

$$Nu = 0,18 (d_n/t)^{-0,54} (h/t)^{-0,14} Re^{0,66} Pr^{0,4} \quad (II.17)$$

где d_n — наружный диаметр несущей трубы; t — шаг между ребрами; $h = 0,5 (D - d_n)$ — высота ребра; D — диаметр ребра.

Определяющий геометрический размер — шаг ребра t . Уравнение (II.17) применимо при $Re = 3000 - 25\,000$ и $d_n/t = 3 - 4,8$. Полученный из уравнения (II.17) коэффициент теплоотдачи α_p подставляют в формулу для расчета коэффициента теплопередачи, отнесенного к полной наружной поверхности:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_{tr}} \cdot \frac{F_H}{F_B} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \quad (II.18)$$

где α_{tr} — коэффициент теплоотдачи для теплоносителя внутри трубы; F_H — полная наружная поверхность оребренной трубы, включая поверхность ребер; F_B — внутренняя поверхность несущей трубы; $\sum \delta/\lambda = \delta_{ct}/\lambda_{ct} + r_{a1} + r_{a2}$ — сумма термических сопротивлений стенки трубы и слоев загрязнений.

5. При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [8] по уравнениям:

а) в случае турбулентного режима движения теплоносителя — по уравнению

$$Nu = a Re^b Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ct})^{0,25} \quad (II.19)$$

Для пластин площадью $0,2 \text{ м}^2$ типа 0, $2K a = 0,086$, $b = 0,73$, допустимые пределы использования уравнения $Re = 100 - 30\,000$, $Pr = 0,7 - 20$;

для пластин площадью $0,3 \text{ м}^2$

$a = 0,1$, $b = 0,73$, $Re = 100 - 30\,000$, $Pr = 0,7 - 50$;

для пластин площадью $0,5 \text{ м}^2$ типа 0,5E (с гофрами «в елочку»);

$$a = 0,135, b = 0,73, Re = 50-30\,000, Pr = 0,7-80;$$

для пластин площадью $0,5\text{ м}^2$ типа 0,5Г (с горизонтальными гофрами)

$$a = 0,165, b = 0,65; Re = 200-50\,000, Pr = 0,7-50;$$

б) в случае ламинарного режима движения теплоносителя — по уравнению

$$Nu = aRe^{0,33}Pr^{0,33} (Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (II.20)$$

Коэффициент a определяют из следующих данных:

Тип (площадь) пластины	a	Re, не более	Pr, не менее
0,2К	0,5	100	20
(0,3 м ²)	0,6	100	50
0,5Е	0,63	50	80
0,5Г	0,46	200	50

6. Для жидкости, перемешиваемой в аппарате с мешалкой, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [9] по уравнению

$$Nu = aRemPr^{0,33} (\mu/\mu_{ст})^{0,14} \quad (II.21)$$

где $Nu = \alpha D/\lambda$; $Re = nd_m^2\rho/\mu$; $a = 0,36, m = 0,67$ — при передаче тепла через рубашку; $a = 0,87, m = 0,62$ — при передаче тепла с помощью змеевика; D — внутренний диаметр аппарата; n — число оборотов мешалки в секунду; d_m — диаметр окружности, описываемой мешалкой.

7. При пленочной конденсации насыщенного пара и ламинарном стекании пленки конденсата под действием силы тяжести коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = a\sqrt{\lambda^3\rho^2rg/\mu\Delta t l} \quad (II.22)$$

где для вертикальной поверхности $a = 1,15, l = H$ (H — высота поверхности в м); для одиночной горизонтальной трубы $a = 0,72, l = d_n$ (d_n — наружный диаметр трубы в м).

В этой формуле $\Delta t = t_{конд} - t_{ст1}$. Удельную теплоту конденсации r определяют при температуре конденсации $t_{конд}$; физические характеристики конденсата рассчитывают при средней температуре пленки конденсата $t_{пл} = 0,5 (t_{конд} + t_{ст1})$. Во многих случаях, когда Δt не превышает 30—40 град, физические характеристики могут быть определены при температуре конденсации $t_{конд}$, что не приведет к значительной ошибке в определении α .

При конденсации пара на наружной поверхности пучка из n горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи несколько ниже, чем в случае одиночной трубы, вследствие утолщения пленки конденсата на трубах, расположенных ниже: $\alpha_{ср} = \varepsilon\alpha$.

Приближенно можно принять $\varepsilon = 0,7$, если $n \leq 100$, и $\varepsilon = 0,6$, если $n > 100$.

При подстановке в формулу (II.22) $\Delta t = q/\alpha$ получим:

$$\alpha = a\lambda^{\frac{3}{2}}\sqrt{\rho^2rg/\mu l q} \quad (II.23)$$

Для вертикальных поверхностей $a = 1,21, l = H$ (в м), для одиночных горизонтальных труб $a = 0,645, l = d_n$ (в м). Зная расход пара G_1 и используя уравнение теплоотдачи

$$H \Delta t = \frac{G_1 r}{\alpha n d_n} \quad \text{или} \quad d_n \Delta t = \frac{G_1 r}{\alpha n L n}$$

можно подстановкой в формулу (II.22) получить следующие удобные для расчетов формулы: для n вертикальных труб

$$\alpha = 3,78\lambda^{\frac{3}{2}}\sqrt{\rho^2 d_n n / \mu G_1} \quad (II.24)$$

для n горизонтальных труб длиной L (в м)

$$\alpha = 2,02\varepsilon\lambda^{\frac{3}{2}}\sqrt{\rho^2 L n / \mu G_1} \quad (II.25)$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на гофрированной поверхности пластин при $(t_{конд} - t_{ст1}) = \Delta t < 10$ град рассчитывают по формуле (II.22), в которую в качестве высоты поверхности подставляют приведенную длину канала L (см. табл. II.12). При $\Delta t \geq 10$ град справедлива другая формула [8]:

$$Nu = aRe^{0,7}Pr^{0,4} \quad (II.26)$$

где $Re = Lq/\mu r = G_1 L/\mu F$ (F — полная поверхность теплообмена, м²; G_1 — расход пара, кг/с); $Pr = c\mu/\lambda$; $Nu = \alpha L/\lambda$.

При $\Delta t < 30-40$ °С физические свойства конденсата можно определять при температуре конденсации.

Коэффициент a зависит от типа пластин:

Тип (площадь) пластины	a
0,2К	338
(0,3 м ²)	322
0,5Е	240
0,5Г	376

В последнем случае $Re^{0,7}$.

Более подробные сведения по теплоотдаче при конденсации паров, в частности для турбулентного течения пленки конденсата, можно найти в работе [2].

8. При пузырьковом кипении коэффициент теплоотдачи рассчитывают по следующим уравнениям:

а) при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости [10]

$$\alpha = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho}{\rho_n} - 1 \right)^{-2/3} \right] \left(\frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{кип}} \right)^{1/3} q^{2/3} \quad (II.27)$$

б) при кипении в трубах [6]

$$\alpha = 780 \frac{\lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_n^{0,06}}{\sigma^{0,5} \rho_n^{0,6} \rho_{п,0}^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}} q^{0,6} \quad (II.28)$$

Критическую удельную тепловую нагрузку, при которой пузырьковое кипение переходит в пленочное, а коэффициент теплоотдачи принимает максимальное значение, можно оценить по формуле, справедливой для кипения в большом объеме:

$$q_{кр} = 0,14r \sqrt{\rho_n} \sqrt[4]{g\sigma} \quad (II.29)$$

В формулах (II.27)—(II.29) все физические характеристики жидкости, а также плотность пара при атмосферном давлении $\rho_{п0} = 273M/22,4T_{кип}$ и при давлении над поверхностью жидкости $\rho_n = \rho_{п0}/\rho_{атм}$ следует определять при температуре кипения $T_{кип}$ (в К).

3. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРЫ НОРМАЛИЗОВАННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3.1. КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Кожухотрубчатые теплообменники могут использоваться в качестве холодильников, конденсаторов и испарителей.

На рис. II.3 изображен кожухотрубчатый двухходовой по трубному пространству горизонтальный холодильник, предназначенный для теплообмена между теплоносителями без изменения их агрегатного состояния. В соответствии с ГОСТ 15120—79 и ГОСТ 15122—79 кожухотрубчатые холодильники могут быть двух типов: Н — с неподвижными труб-

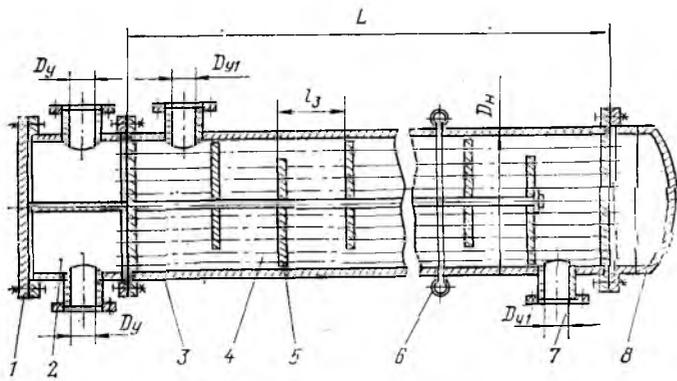


Рис. II.3. Кожухотрубчатый двухходовой (по трубному пространству) холодильник:

1 — крышка распределительной камеры; 2 — распределительная камера; 3 — кожух; 4 — теплообменная труба; 5 — перегородка с сегментным вырезом; 6 — линзовый компенсатор; 7 — штуцер; 8 — крышка.

ными решетками и К — с линзовым компенсатором неодинаковых температурных удлинений кожуха и труб. Наибольшая допустимая разность температур кожуха и труб для холодильников типа Н может составлять от 20 до 60 град, в зависимости от материала труб и кожуха, от давления в кожухе и от диаметра аппарата.

Холодильники могут устанавливаться горизонтально или вертикально, быть одно-, двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. Трубы могут быть изготовлены из углеродистой или нержавеющей стали, а по ГОСТ 15120—79 — также из латуни. Кожух, распределительные камеры и крышки изготовляют из углеродистой или нержавеющей стали.

Поверхность теплопередачи нормализованных теплообменников, а также параметры конструкции, необходимые для уточненного определения требуемой поверхности, гидравлического сопротивления и массы аппаратов, приведены в табл. II.3; II.8; II.9; II.10.

Кожухотрубчатые конденсаторы предназначены для конденсации паров веществ в межтрубном пространстве, а также для подогрева жидкостей и газов за счет тепла конденсации пара. Они могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе, вертикальные или горизонтальные. В соответствии с ГОСТ 15121—79 конденсаторы могут быть двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. От холодильников они отличаются большим диаметром штуцера для подвода пара в межтрубное пространство.

Для отвода конденсата и предотвращения проскака пара в линию отвода конденсата теплообменные аппараты, обогреваемые насыщенным водяным паром, должны снабжаться конденсатоотводчиками [6]. Расчет в подбор стандартного поплавкового конденсатоотводчика по ГОСТ 15112—69 заключается в определении диаметра условного прохода D_y (в мм) по максимальному коэффициенту пропускной способности k (в т/ч):

D_y	20	25	32	40	50	80
k	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10,0

Необходимое значение коэффициента пропускной способности определяется в зависимости от расхода водяного конденсата G (в т/ч) и перепада давления Δp (в кгс/см²) между давлением пара и давлением в линии отвода конденсата: $k = (1,67 - 2,0) G/\sqrt{\Delta p}$.

В кожухотрубчатых испарителях в трубном пространстве кипит жидкость, а в межтрубном пространстве может быть жидкий, газообразный, парообраз-

ный, парогазовый или парожидкостной теплоноситель. Эти теплообменники, в соответствии с ГОСТ 15119—79, могут быть только вертикальными и одноходовыми, с трубками диаметром 25×2 мм. Они могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры кожухотрубчатых конденсаторов и испарителей в соответствии с ГОСТ 15118—79, 15119—79 и 15121—79 сведены в табл. II.4.

Применение кожухотрубчатых теплообменников с температурным компенсатором на кожухе (линзовый компенсатор) ограничено предельно допустимым давлением в кожухе, равным 1,6 МПа. При большем давлении в кожухе (от 1,6 до 8,0 МПа) следует применять теплообменники с плавающей головкой или с U-образными трубами.

На рис. II.4 изображен кожухотрубчатый холодильник с плавающей головкой, предназначенный для охлаждения (нагрева) жидких или газообразных сред без изменения их агрегатного состояния. Не закрепленная на кожухе вторая трубная решетка вместе с внутренней крышкой, отделяющей трубное пространство от межтрубного, образуют так называемую плавающую головку. Такая конструкция исключает температурные напряжения в кожухе и трубах. Эти теплообменники, нормализованные в соответствии с ГОСТ 14246—79, могут быть двух- или четырехходовыми, горизонтальными, длиной 3, 6 и 9 м или вертикальными высотой 3 м. Поверхности теплопередачи и основные параметры их сведены в табл. II.5.

Кожухотрубчатые конденсаторы с плавающей головкой (ГОСТ 14247—79) отличаются от аналогичных холодильников большим диаметром штуцера для подвода пара в межтрубное пространство. Допустимое давление охлаждающей среды в трубах до 1,0 МПа, в межтрубном пространстве — от 1,0 до 2,5 МПа. Эти теплообменники могут быть двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. Диаметр кожуха от 600 до 1400 мм, высота труб 6,0 м. Поверхности теплопередачи и основные параметры их также представлены в табл. II.5.

Теплообменники с U-образными трубами (рис. II.5) применяют для нагрева и охлаждения жидких или газообразных сред без изменения их агрегатного состояния. Они рассчитаны на давление до 6,4 МПа, отличаются от холодильников с плавающей головкой менее сложной конструкцией (одна

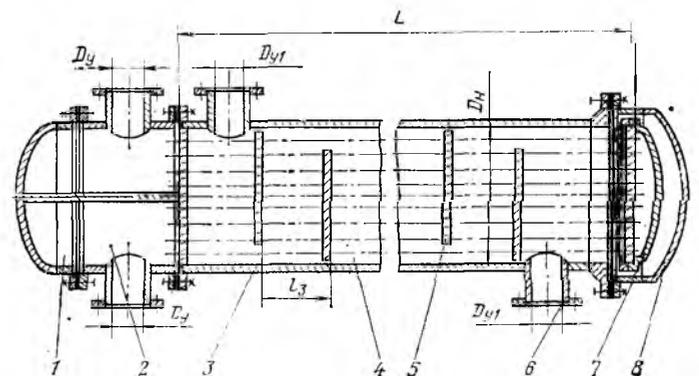


Рис. II.4. Кожухотрубчатый холодильник с плавающей головкой:

1 — крышка распределительной камеры; 2 — распределительная камера; 3 — кожух; 4 — теплообменная труба; 5 — перегородка с сегментным вырезом; 6 — штуцер; 7 — крышка плавающей головки; 8 — крышка кожуха.

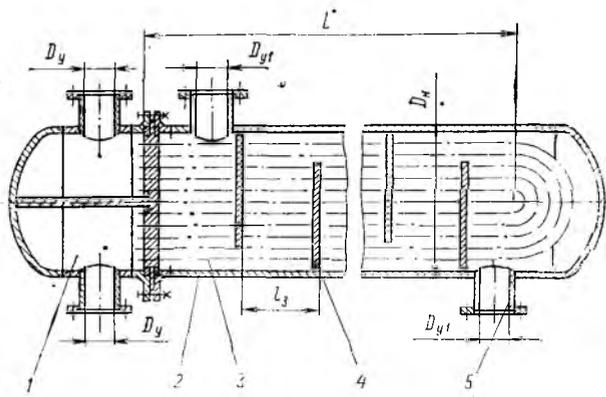


Рис. II.5. Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубами:

1 — распределительная камера; 2 — кожух; 3 — теплообменная труба; 4 — перегородка с сегментным вырезом; 5 — штуцер.

трубная решетка, нет внутренней крышки), однако могут быть лишь двухходовыми из труб только одного сортамента: 20 × 2 мм. Поверхности теплообмена и основные параметры этих теплообменников

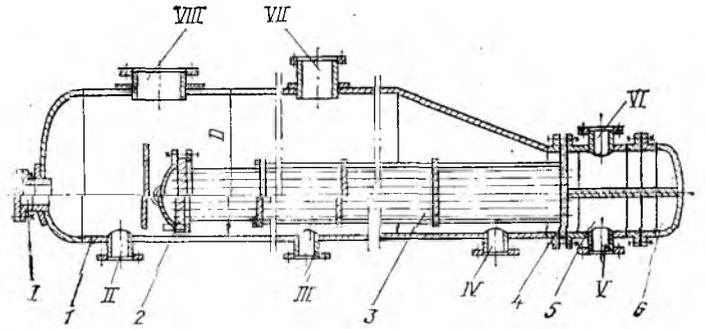


Рис. II.6. Кожухотрубчатый испаритель с паровым пространством:

1 — кожух; 2 — трубная решетка плавающей головки; 3 — теплообменная труба; 4 — неподвижная трубная решетка; 5 — распределительная камера; 6 — крышка распределительной камеры; I — люк для монтажа трубного пучка; II — выход остатка продукта; III — дренаж; IV — вход жидкого продукта; V — выход газа или жидкости (теплоагента); VI — выход пара или жидкости (теплоагента); VII — выход паров продукта; VIII — люк.

ков в соответствии с ГОСТ 14245—79 приведены в табл. II.6.

Кожухотрубчатые испарители с трубными пучками из U-образных труб или с плавающей головкой

Таблица II.3. Параметры кожухотрубчатых холодильников в соответствии с ГОСТ 15118—79, ГОСТ 15120—79 и ГОСТ 15122—79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м ²) * при длине труб, м						Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве, м ²	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²	
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0			9,0
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	—	—	—	0,003	0,004
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	—	—	—	0,004	0,005
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	—	—	—	0,007	0,012
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	—	—	—	0,009	0,013
325	20×2	1	100	—	9,5	12,5	19,0	25,0	—	—	0,011	0,020
		2	90	—	8,5	11,0	17,0	22,5	—	—	0,011	0,009
	25×2	1	62	—	7,5	10,0	14,5	19,5	—	—	0,013	0,021
		2	56	—	6,5	9,0	13,0	17,5	—	—	0,013	0,010
400	20×2	1	181	—	—	23,0	34,0	46,0	68,0	—	0,017	0,036
		2	166	—	—	21,0	31,0	42,0	63,0	—	0,017	0,017
	25×2	1	111	—	—	17,0	26,0	35,0	52,0	—	0,020	0,038
		2	100	—	—	16,0	24,0	31,0	47,0	—	0,020	0,017
600	20×2	1	389	—	—	49	73	98	147	—	0,041	0,078
		2	370	—	—	47	70	93	139	—	0,041	0,037
		4	334	—	—	42	63	84	126	—	0,041	0,016
		6	316	—	—	40	60	79	119	—	0,037	0,009
	25×2	1	257	—	—	40	61	81	121	—	0,040	0,089
		2	240	—	—	38	57	75	113	—	0,040	0,042
		4	206	—	—	32	49	65	97	—	0,040	0,018
		6	196	—	—	31	46	61	91	—	0,037	0,011
800	20×2	1	717	—	—	90	135	180	270	405	0,069	0,144
		2	690	—	—	87	130	173	260	390	0,069	0,069
		4	638	—	—	80	120	160	240	361	0,069	0,030
		6	618	—	—	78	116	155	233	349	0,065	0,020
	25×2	1	465	—	—	73	109	146	219	329	0,070	0,161
		2	442	—	—	69	104	139	208	312	0,070	0,077
		4	404	—	—	63	95	127	190	285	0,070	0,030
		6	385	—	—	60	90	121	181	271	0,065	0,022
1000	20×2	1	1173	—	—	—	221	295	442	663	0,101	0,236
		2	1138	—	—	—	214	286	429	643	0,101	0,114
		4	1072	—	—	—	202	269	404	606	0,101	0,051
		6	1044	—	—	—	197	262	393	590	0,096	0,034
	25×2	1	747	—	—	—	176	235	352	528	0,106	0,259
		2	718	—	—	—	169	226	338	507	0,106	0,124
		4	666	—	—	—	157	209	314	471	0,106	0,055
		6	642	—	—	—	151	202	302	454	0,102	0,036
1200	20×2	1	1701	—	—	—	—	427	641	961	0,145	0,342
		2	1658	—	—	—	—	417	625	937	0,145	0,165
		4	1580	—	—	—	—	397	595	893	0,145	0,079
		6	1544	—	—	—	—	388	582	873	0,131	0,049
	25×2	1	1083	—	—	—	—	340	510	765	0,164	0,375
		2	1048	—	—	—	—	329	494	740	0,164	0,179
		4	986	—	—	—	—	310	464	697	0,164	0,084
		6	958	—	—	—	—	301	451	677	0,142	0,052

* Рассчитана по наружному диаметру труб.

имеют паровое пространство над кипящей в кожухе жидкостью. В этих аппаратах, расположенных всегда горизонтально, горячий теплоноситель (в качестве которого могут использоваться газы, жидкости или пар) движется по трубам. Согласно ГОСТ 14248—79, кожухотрубчатые испарители могут быть с коническим днищем (рис. П.6) диаметром

Таблица 11.4. Параметры кожухотрубчатых конденсаторов и испарителей * в соответствии с ГОСТ 15118—79, ГОСТ 15119—79 и ГОСТ 15121—79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м ²) ** при длине труб, м				Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
				2,0	3,0	4,0	6,0	
600	20×2	2	370	—	70	93	139	0,037
		4	334	—	63	84	126	0,016
		6	316	—	60	79	119	0,009
	25×2	1	257	40	61	81	—	—
		2	240	—	57	75	113	0,042
		4	206	—	49	65	97	0,018
800	20×2	6	196	—	46	61	91	0,011
		2	690	—	130	173	260	0,069
		4	638	—	120	160	240	0,030
	25×2	6	618	—	116	155	233	0,020
		1	465	73	109	146	—	—
		2	442	—	104	139	208	0,077
4	404	—	95	127	190	0,030		

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м ²) ** при длине труб, м				Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
				2,0	3,0	4,0	6,0	
1000	20×2	6	384	—	90	121	181	0,022
		2	1138	—	214	286	429	0,114
		4	1072	—	202	269	404	0,051
	25×2	6	1044	—	197	262	393	0,034
		1	747	117	176	235	—	—
		2	718	—	169	226	338	0,124
1200	20×2	4	666	—	157	209	314	0,055
		6	642	—	151	202	302	0,036
		2	1658	—	—	417	625	0,165
	25×2	4	1580	—	—	397	595	0,079
		6	1544	—	—	388	582	0,049
		1	1083	—	256	340	—	—
1400	20×2	2	1048	—	—	329	494	0,179
		4	986	—	—	310	464	0,084
		6	958	—	—	301	451	0,052
	25×2	2	2298	—	—	—	865	0,230
		4	2204	—	—	—	831	0,110
		6	2162	—	—	—	816	0,072
25×2	1	1545	—	372	486	—	—	
	2	1504	—	—	—	708	0,260	
	4	1430	—	—	—	673	0,118	
6	1396	—	—	—	657	0,080		

* Испарители могут быть только одноходовыми.
** Рассчитана по наружному диаметру труб.

Таблица 11.5. Параметры кожухотрубчатых холодильников и конденсаторов с плавающей головкой в соответствии с ГОСТ 14246—79 и ГОСТ 14247—79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб *, мм	Число ходов **	Площадь сечения одного хода по трубам ***, м ²	Поверхность теплообмена (в м ²) при длине труб, м			Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве ***, м ²			
				3,0	6,0 ***	9,0 ***				
325	20×2	2	0,007	—	13	26	—	0,012	—	
	25×2	2	0,007	—	10	20	—	0,012	—	
400	20×2	2	0,012	—	23	46	—	0,020	—	
	25×2	2	0,014	—	19	38	—	0,019	—	
500	20×2	2	0,020	—	38	76	—	0,031	—	
	25×2	2	0,023	—	31	62	—	0,030	—	
600	20×2	2	0,030	0,034	—	117	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	—	107	117	160	0,048	0,042
		6	—	0,008	—	—	113	—	0,048	0,042
	25×2	2	0,034	0,037	—	96	105	144	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	—	86	94	129	0,043	0,040
		6	—	0,007	—	—	87	—	0,043	0,040
800	20×2	2	0,056	0,063	—	212	243	318	0,078	0,071
		4	0,025	0,025	—	197	225	295	0,078	0,071
		6	—	0,016	—	—	216	—	0,078	0,071
	25×2	2	0,060	0,069	—	170	181	255	0,074	0,068
		4	0,023	0,024	—	157	173	235	0,074	0,068
		6	—	0,018	—	—	164	—	0,074	0,068
1000	20×2	2	0,092	0,106	—	346	402	519	0,115	0,105
		4	0,043	0,049	—	330	378	495	0,115	0,105
		6	—	0,032	—	—	368	—	0,115	0,105
	25×2	2	0,103	0,119	—	284	325	426	0,117	0,112
		4	0,041	0,051	—	267	301	400	0,117	0,112
		6	—	0,034	—	—	290	—	0,117	0,112
1200	20×2	2	0,135	0,160	—	514	604	771	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	—	494	576	741	0,138	0,147
		6	—	0,046	—	—	563	—	0,138	0,147
	25×2	2	0,155	0,179	—	423	489	635	0,126	0,113
		4	0,072	0,086	—	403	460	604	0,126	0,113
		6	—	0,054	—	—	447	—	0,126	0,113
1400	20×2	2	0,188	0,220	—	715	831	1072	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	—	693	798	1040	0,179	0,198
		6	—	0,059	—	—	782	—	0,179	0,198
	25×2	2	0,214	0,247	—	584	675	876	0,174	0,153
		4	0,099	0,110	—	561	642	841	0,174	0,153
		6	—	0,074	—	—	626	—	0,174	0,153

* Трубы $\varnothing 25 \times 2$ мм должны быть изготовлены из высоколегированных сталей; допускаются трубы из углеродистой стали, но $\varnothing 25 \times 2,5$ мм.

** Шесть ходов по трубам может быть только у конденсаторов.

*** Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равносторонних треугольников, остальные — по вершинам квадратов (по ГОСТ 13202—77).

от 800 до 1600 мм и с эллиптическим днищем диаметром от 2400 до 2800 мм. Последние могут иметь два или три трубных пучка. Допустимые давления в трубах составляют от 1,6 до 4,0 МПа, в кожухе — от 1,0 до 2,5 МПа при рабочих температурах от —30 до 450 °С, т. е. выше, чем для испарителей с линзовым компенсатором.

Испарители с паровым пространством изготавливают лишь двухходовыми, только из труб длиной 6,0 м, диаметром 25 × 2 мм. Поверхности теплообмена и основные параметры испарителей с паровым пространством в соответствии с ГОСТ 14248—79 приведены в табл. II.7.

Таблица II.6. Параметры кожухотрубчатых холодильников с U-образными трубами в соответствии с ГОСТ 14245—79

Диаметр кожуха, мм	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²	Поверхность теплообмена* (в м ²) при длине труб, м				Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве**, м ²			
		3,0	6,0 **	9,0 **					
325	0,007	—	14	27	—	0,011			
400	0,013	—	26	51	—	0,020			
500	0,022	—	43	85	—	0,032			
600	0,031	0,039	—	120	150	178	223	0,047	0,037
800	0,057	0,067	—	224	258	331	383	0,085	0,073
1000	0,097	0,112	—	383	437	565	647	0,120	0,108
1200	0,142	0,165	—	564	651	831	961	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	—	790	930	1160	1369	0,161	0,187

* Рассчитана по наружному диаметру труб.

** Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубной решетке по вершинам равнобедренных треугольников, остальные — по вершинам квадратов по ГОСТ 13203—77.

Таблица II.7. Параметры кожухотрубчатых испарителей с паровым пространством по ГОСТ 14248—79

Диаметр кожуха, мм	Число трубных пучков, шт.	Число труб в одном пучке*, шт.		Поверхность теплообмена*, м ²		Площадь сечения одного хода по трубам*, м ²	
		1	2	1	2	1	2
800	1	134	82	51	38	0,013	0,013
1000	1	220	132	85	62	0,022	0,020
1200	1	310	204	120	96	0,031	0,031
1600	1	572	362	224	170	0,057	0,055
2400	1	134	—	51	—	0,013	—
2400	1	220	—	85	—	0,022	—
2400	1	310	—	120	—	0,031	—
2400	1	572	—	224	—	0,057	—
2400	2	310	204	240	192	0,031	0,031
2600	2	310	204	360	288	0,031	0,031
2800	2	572	362	448	362	0,057	0,055

* Данные в правых столбцах относятся к трубным пучкам с плавающей головкой, остальные — с U-образными трубами.

Таблица II.10. Масса кожухотрубчатых холодильников, испарителей и конденсаторов со стальными трубами в соответствии с ГОСТ 15149—79—ГОСТ 15122—79

Давление, МПа	Диаметр кожуха, мм	Число ходов	Трубы \varnothing 20 × 2 мм, длиной, м							Трубы \varnothing 25 × 2 мм, длиной, м						
			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0

Масса холодильников в кг, не более

1,6	159	1	174	196	217	263	—	—	—	170	192	211	255	—	—	—
1,6	273	1	320	388	455	590	—	—	—	404	465	527	649	—	—	—
1,6	325	1	—	495	575	735	895	—	—	—	485	540	680	820	—	—
1,6	325	2	—	510	575	740	890	—	—	—	485	550	690	820	—	—
1,0	400	1	—	—	860	1130	1 430	1 850	—	—	—	780	1 035	1 290	1 750	—
1,0	400	2	—	—	870	1090	1 370	1 890	—	—	—	820	1 040	1 260	1 600	—
1,0	600	1	—	—	1540	1980	2 480	3 450	—	—	—	1350	1 810	2 410	3 150	—
1,0	600	2, 4, 6	—	—	1650	2100	2 500	3 380	—	—	—	1480	1 890	2 290	3 130	—
1,0	800	1	—	—	2560	3520	4 150	5 800	8 400	—	—	2280	3 130	3 720	5 360	7 400
1,0	800	2, 4, 6	—	—	2750	3550	4 350	5 950	8 500	—	—	2520	3 230	3 950	5 360	7 480
0,6	1000	1	—	—	—	5000	6 520	9 030	12 800	—	—	—	4 500	5 600	7 850	11 200
0,6	1000	2, 4, 6	—	—	—	5450	6 750	9 250	12 850	—	—	—	4 850	6 100	8 166	11 400
0,6	1200	1	—	—	—	—	9 000	12 800	18 400	—	—	—	—	8 000	11 250	16 000
0,6	1200	2, 4, 6	—	—	—	—	9 750	13 400	18 900	—	—	—	—	8 700	11 850	16 550

Таблица II.8. Диаметры условного прохода штуцеров для трубного пространства при числе ходов по трубам

Диаметр кожуха, мм	Диаметр (в мм) условного прохода штуцеров для трубного пространства при числе ходов по трубам				Диаметры условного прохода штуцеров к межтрубному пространству, мм
	1	2	4	6	
159	80	—	—	—	80
273	100	—	—	—	100
325	150	100	—	—	100
400	150	150	—	—	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	—	350	250	200	—

Таблица II.9. Число сегментных перегородок в нормализованных кожухотрубчатых теплообменниках

Диаметр кожуха, мм	Число сегментных перегородок при длине труб, м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	—	—	—
273	4	8	12	18	—	—	—
325	—	6	8	14 (16)	18	(36; 38)	—
400	—	—	6	10	14	22 (24; 26)	—
600	—	—	4	8	10	18 (16)	(24)
800	—	—	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	—	—	—	4	6	10	16 (18)
1200	—	—	—	—	6	8	14 (12)
и 1400	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Числа в скобках относятся к теплообменникам с плавающей головкой и с U-образными трубами.

Давление, МПа	Диаметр кожуха, мм	Число ходов	Трубы $\varnothing 20 \times 2$ мм, длиной, м							Трубы $\varnothing 25 \times 2$ мм, длиной, м						
			1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
Масса испарителей* и конденсаторов в кг, не более																
1,0	600	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1340	1 760	2 180	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	—	1970	2 420	3 320	—	—	—	—	1 780	2 220	2 930	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1400	1 790	2 200	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	—	2050	2 510	3 450	—	—	—	—	1 850	2 250	3 060	—
1,0	800	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2300	3 200	3 660	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	—	3600	4 400	5 900	—	—	—	—	3 200	3 900	5 200	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2400	3 350	3 840	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	—	3850	4 500	6 100	—	—	—	—	3 450	4 050	5 600	—
1,0	1000	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3600	4 850	5 950	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	—	5450	6 700	9 250	—	—	—	—	4 950	6 100	8 120	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3800	5 000	6 050	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	—	5750	7 100	9 700	—	—	—	—	5 250	6 350	8 650	—
1,0	1200	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6 700	8 150	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	—	—	10 100	13 450	—	—	—	—	—	9 100	12 000	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8 600	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	—	—	10 400	13 700	—	—	—	—	7 000	8 600	12 150	—
1,0	1400	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8 630	10 680	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	—	—	—	18 390	—	—	—	—	—	—	16 260	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11 200	13 200	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	—	—	—	18 790	—	—	—	—	—	—	16 830	—

* Испарители могут быть только одноходовыми из труб 25×2 мм.

3.2. ТЕПЛОБМЕННИКИ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

При небольших тепловых нагрузках, когда требуемая поверхность теплообмена не превышает 20—30 м², целесообразно применение теплообменников типа «труба в трубе». В настоящее время, согласно ГОСТ 9930—78, изготавливают теплообменники «труба в трубе» следующих типов: 1) неразборные однопоточные малогабаритные; 2) разборные одно- и двухпоточные малогабаритные; 3) разборные однопоточные; 4) неразборные однопоточные; 5) разборные многопоточные.

Неразборный теплообменник типа «труба в трубе» изображен на рис. II.7. Эти теплообменники могут иметь один ход или несколько (обычно четное число) ходов.

Конструкция разборных теплообменников поясняется рисунками II.8 и II.9. Однопоточный малогабаритный теплообменник имеет распределительную камеру для наружного теплоносителя, разделенную на две зоны продольной перегородкой. В крышке размещен калач, соединяющий теплообменные трубы. Кожуховые трубы крепятся в трубных решетках, теплообменные трубы герметизируются с помощью сальниковых уплотнений. Однопоточные разборные теплообменники из труб

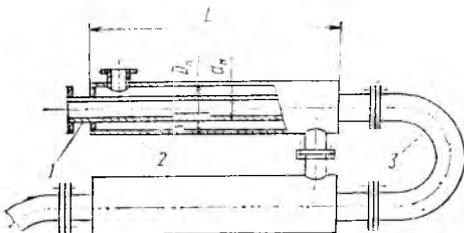


Рис. II.7. Неразборный теплообменник типа «труба в трубе»: 1 — теплообменная труба; 2 — кожуховая труба; 3 — калач.

большого диаметра (более 57 мм) выполняются без распределительной камеры, так как штуцера для подвода наружного теплоносителя можно приварить непосредственно к кожуховым трубам.

Двухпоточный разборный теплообменник (рис. II.9) имеет две распределительные камеры, а в крышке размещены два калача. Поверхность теплообмена и проходные сечения для теплоносителей при прочих равных условиях в два раза больше, чем в однопоточном теплообменнике. Многопоточные теплообменники типа «труба в трубе» принципиально не отличаются от двухпоточных. Поверхности теплообмена и основные параметры нормализованных теплообменников типа «труба в трубе» сведены в табл. II.11 и II.12.

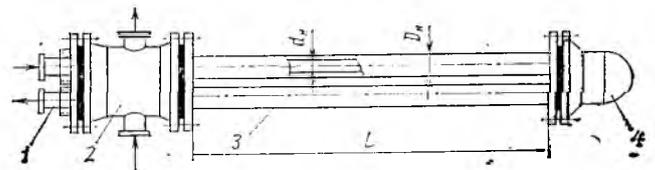


Рис. II.8. Разборный однопоточный малогабаритный (d_n до 57 мм) теплообменник типа «труба в трубе»:

1 — теплообменная труба; 2 — распределительная камера для наружного теплоносителя; 3 — кожуховая труба; 4 — крышка.

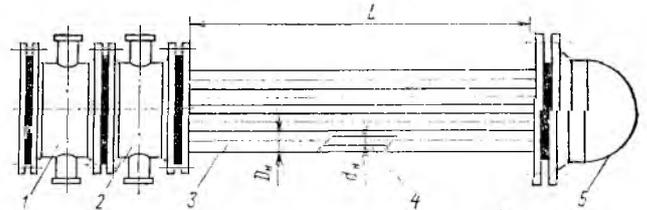


Рис. II.9. Разборный двухпоточный малогабаритный (d_n до 57 мм) теплообменник типа «труба в трубе»:

1, 2 — распределительные камеры соответственно для внутреннего и наружного теплоносителя; 3 — кожуховая труба; 4 — теплообменная труба; 5 — крышка.

Таблица II.11. Поверхности теплообмена и основные параметры неразборных, а также разборных однопоточных и двухпоточных теплообменников типа «труба в трубе» в соответствии с ГОСТ 9930—78

Диаметр теплообменных труб, мм	Число параллельных потоков	Число теплообменных труб в одном аппарате, шт.	Поверхность теплообмена (в м ²) по наружному диаметру при длине труб, м						Диаметр ** труб кожуха, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25×3	1	1*	0,12	0,24	0,36	0,48	—	—	57×4
	1	2	0,24	0,48	0,72	0,96	—	—	
	2	4	0,48	0,96	1,44	1,92	—	—	
38×3,5	1	1*	0,13	0,36	0,54	0,72	—	—	57×4; 76×4; 89×5
	1	2	0,36	0,72	1,08	1,44	—	—	
	2	4	0,72	1,44	2,16	2,88	—	—	
48×4	1	1*	0,23	0,45	0,68	0,90	—	—	76×4; 89×5; 108×4
	1	2	0,46	0,90	1,36	1,80	—	—	
	2	4	0,92	1,80	2,72	3,60	—	—	
57×4	1	1*	0,27	0,54	0,81	1,08	—	—	89×5; 108×4
	1	2	0,54	1,08	1,62	2,16	—	—	
	2	4	1,08	2,16	3,24	4,32	—	—	
76×4	1	1*	—	—	—	1,43	2,14	2,86	108×4; 133×4
	1	2	—	—	2,14	2,86	4,28	—	
	1	1*	—	—	—	1,68	2,52	3,36	
89×5	1	1*	—	—	—	—	2,03	3,05	133×4; 159×4,5
	1	2	—	—	2,52	3,36	5,04	—	
	1	1*	—	—	—	—	2,03	3,05	
108×4	1	1*	—	—	—	—	—	—	159×4,5; 219×6
	1	2	—	—	3,05	4,06	6,10	—	
	1	1*	—	—	—	—	2,50	3,75	
133×4	1	1*	—	—	—	—	—	—	219×6
	1	2	—	—	3,76	5,0	7,50	—	
	1	1*	—	—	—	—	3,0	4,5	
159×4,5	1	1*	—	—	—	—	—	—	219×6
	1	2	—	—	4,5	6,0	9,0	—	
	1	1*	—	—	—	—	—	—	

* Относится к одному ходу неразборных теплообменников.
 ** Толщины труб указаны для условных давлений не выше 1,6 МПа.

Таблица II.12. Поверхности теплообмена и основные параметры разборных многопоточных теплообменников типа «труба в трубе» *

Число параллельных потоков	Число труб в одном аппарате, шт.	Поверхность теплообмена (в м ²) при длине труб, м			Площадь сечений потоков, м ² ·10 ⁴	
		3,0	6,0	9,0	внутри теплообменных труб	в кольцевых зазорах межтрубного пространства
3	6	3	6	—	38	92
5	10	5	10	—	63	154
7	14	—	14	21	88	216
12	24	—	24	36	151	371
22	44	—	44	66	277	680

* Диаметр теплообменных труб 48×4 мм, диаметр кожуховых труб 89×5 мм. По ГОСТ 9930—78 допускаются также теплообменные трубы диаметром 38×3,5 и 57×4 мм и кожуховые трубы диаметром 108×4 мм при тех же длинах. Предельные условные давления теплоносителей 1,6 и 4,0 МПа.

3.3. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛОБМЕННИКИ

В пластинчатых теплообменниках поверхность теплообмена образована набором тонких штампованных гофрированных пластин. Эти аппараты могут быть разборными, полуразборными и неразборными (сварными). В пластинах разборных теплообменников (рис. II.10) имеются угловые отверстия для прохода теплоносителей и пазы, в которых закрепляются уплотнительные и компоные прокладки из специальных термостойких резин. Пластины сжимаются между неподвижной и подвижной плитами таким образом, что благодаря прокладкам между ними образуются каналы для поочередного прохода горячего и холодного теплоносителей. Плиты снабжены штуцерами для присоединения трубопроводов. Неподвижная плита крепится к полу, пластины и подвижная плита закрепляются

в специальной раме. Группа пластин, образующих систему параллельных каналов, в которых данный теплоноситель движется только в одном направлении (сверху вниз или наоборот), составляет пакет. Пакет по существу аналогичен одному ходу по трубам в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках.

На рис. II.11 даны примеры компоновки пластин. При заданном расходе теплоносителя увеличение числа пакетов приводит к увеличению скорости теплоносителя, что интенсифицирует теплообмен, но увеличивает гидравлическое сопротивление. При оптимальной компоновке пластин числа пакетов для горячего и холодного теплоносителя могут быть неодинаковыми (рис. II.11, б). При условном обозначении схемы компоновки число слагаемых

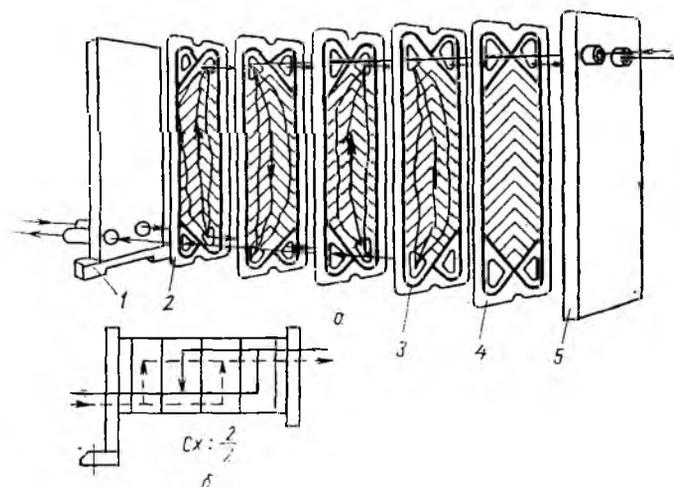


Рис. II.10. Пространственная схема движения теплоносителей (а) и условная схема компоновки пластин (б) в однопакетном пластинчатом разборном теплообменнике:

1 — неподвижная плита; 2 — теплообменная пластина; 3 — прокладка; 4 — концевая пластина; 5 — подвижная плита.

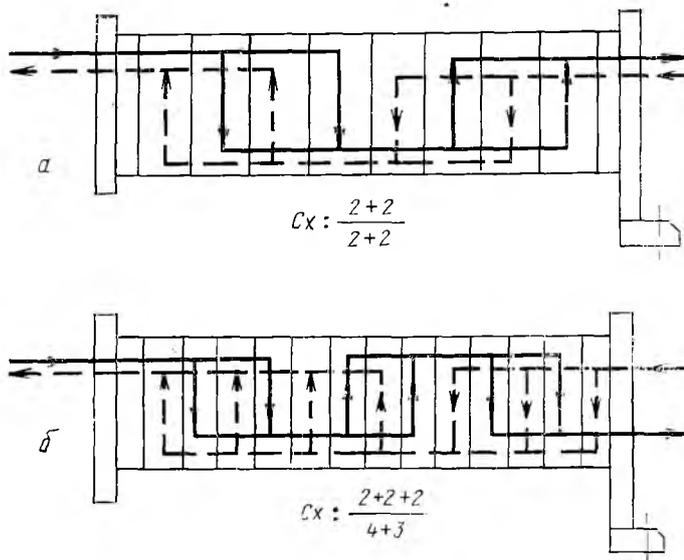


Рис. II.11. Примеры компоновки пластин:
a — симметричная двухпакетная схема; *b* — несимметричная схема (три пакета для горячего теплоносителя, два — для холодного).

в числителе соответствует числу пакетов (т. е. последовательных ходов) для горячего теплоносителя, в знаменателе — для холодного теплоносителя; каждое слагаемое означает число параллельных каналов в пакете. В конденсаторах однопакетная компоновка пластин по ходу пара.

В полуразборных теплообменниках пластины парно сварены и доступ к поверхности теплообмена

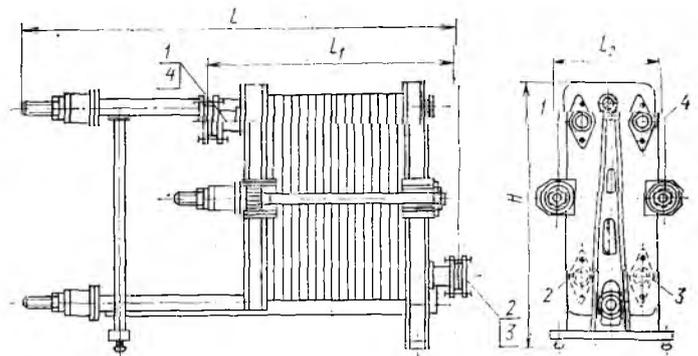


Рис. II.12. Пластинчатый теплообменник на двухопорной раме
 1 — 4 штуцеры для теплоносителей.

возможен только со стороны хода одной из рабочих сред.

Разборные и полуразборные аппараты предназначены для работы при давлении до 1,6 МПа и температуре от —30 до 120—180 °С; неразборные (сварные) теплообменники могут работать при давлениях до 4 МПа и температуре от —150 до 400 °С.

Разборные теплообменники изготавливают по ГОСТ 15518—78 в трех исполнениях: I — на консольной раме, II — на двухопорной раме, III — на трехопорной раме. Теплообменник в исполнении II показан на рис. II.12. В табл. II.13 и II.14 даны поверхности теплообмена и основные параметры разборных пластинчатых теплообменников. Подробные сведения о полуразборных и сварных теплообменниках приведены в литературе [8].

Таблица II.13. Поверхность теплообмена и основные параметры разборных пластинчатых теплообменников в соответствии с [8] и ГОСТ 15518—78

Исполнение аппарата	Поверхность теплообмена F (м ²), число пластин N (шт.) и масса аппарата M (кг) при поверхности одной пластины f (м ²)														
	$f = 0,2$			$f = 0,3$			$f = 0,5$			$f = 0,6$			$f = 1,3$		
	F	N	M	F	N	M	F	N	M	F	N	M	F	N	M
I	—	—	—	3,0	12	291	10,0	20	580	10,0	20	1003	—	—	—
	—	—	—	4,0	16	307	12,5	24	605	12,5	24	1031	—	—	—
	—	—	—	5,0	20	325	16,0	32	655	16,0	30	1081	—	—	—
	—	—	—	6,3	24	340	20,0	40	705	20,0	36	1126	—	—	—
	—	—	—	8,0	30	362	25,0	48	760	25,0	44	1187	—	—	—
II	—	—	—	10,0	36	388	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	2,0	12	480	12,5	44	602	31,5	62	1400	31,5	56	1307	200	156	4 100
	3,2	18	505	16,0	56	646	40,0	78	1515	40,0	70	1407	300	232	5 200
	4,0	22	525	20,0	70	699	50,0	98	1655	50,0	86	1519	400	310	6 310
	5,0	28	550	25,0	86	756	63,0	122	1810	63,0	108	1677	—	—	—
	6,3	34	570	—	—	—	80,0	154	2040	80,0	136	1878	—	—	—
	8,0	44	625	—	—	—	100	194	2295	100	170	2120	—	—	—
	10,0	56	675	—	—	—	110	212	2425	110	186	2236	—	—	—
	12,5	64	705	—	—	—	125	242	2662	125	210	2406	—	—	—
	16,0	82	880	—	—	—	140	270	2805	140	236	2590	—	—	—
20,0	102	965	—	—	—	150	290	2945	150	252	2706	—	—	—	
25,0	126	1050	—	—	—	160	310	3085	160	270	2838	—	—	—	
III	—	—	—	—	—	—	200	404	3780	140	236	3450	500	388	9 950
	—	—	—	—	—	—	250	504	4320	150	252	3559	600	464	11 050
	—	—	—	—	—	—	300	604	4860	160	270	3700	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	180	304	3926	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	200	340	4179	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	220	372	4405	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	250	420	4745	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	280	470	5111	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	300	504	5337	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	320	540	5592	—	—	—

Таблица 11.14. Конструктивные характеристики пластинчатых теплообменников в соответствии с [8] и ГОСТ 15518—78

Конструктивные характеристики	Площадь пластины, м ²				
	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Габариты пластины, мм					
длина	650	1370	1370	1375	1392
ширина	650	300	500	660	640
толщина	1,2	1,0	1,0	1,0	2,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,0076	0,0080	0,0080	0,0074	0,0115
Поперечное сечение канала, м ²	0,0016	0,0011	0,0018	0,00262	0,00368
Приведенная длина канала, м	0,45	1,12	1,15	0,893	1,91
Диаметр условного прохода штуцеров (в мм) для исполнений:					
I	100	50	100	200	—
II	—	65	150	200	250
III	—	—	200	250	300

3.4. СПИРАЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

В спиральных теплообменниках (рис. II.13) поверхность теплообмена образована двумя стальными листами толщиной 2—4 мм, свернутыми на специальном станке в спирали. Между листами при помощи приваренных дистанционных штифтов сохраняется одинаковое по всей спирали расстояние — 8 или 12 мм. Таким образом, получаются два спиральных канала, заканчивающихся в центре двумя полуцилиндрами, отделенными друг от друга перегородкой. К периферийной части листов приварены

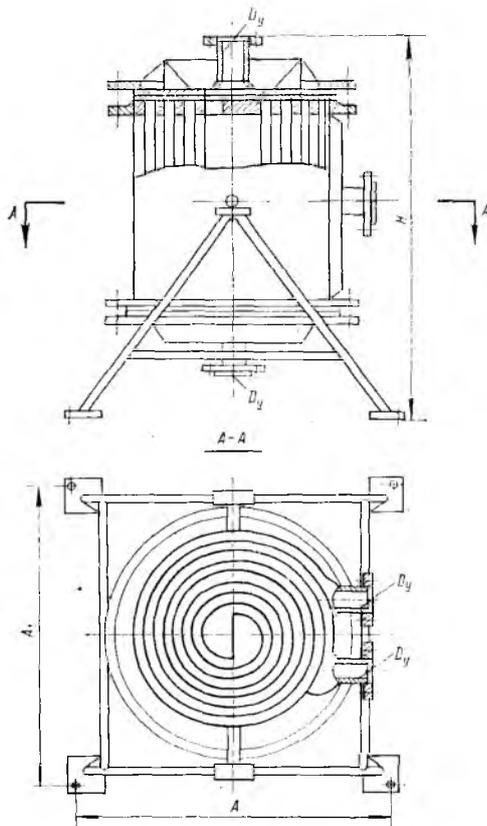


Рис. II.13. Спиральный теплообменник.

Таблица 11.15. Поверхности теплообмена и основные параметры спиральных теплообменников в соответствии с ГОСТ 12067—72

Поверхность теплообмена, м ²	Ширина канала, мм	Ширина ленты *, мм	Длина канала *, м	Площадь сечения канала *, м ² × 10 ⁴	Масса теплообменника *, кг, не более		Диаметр штуцеров для жидких теплоносителей, мм			
					—	—				
10,0	8	400	—	12,5	—	1200	—	65		
	12	400	—	12,5	—	1200	—	65		
12,5	8	400	—	15,6	—	1300	—	65		
	12	400	—	15,6	—	1300	—	65		
16,0	8	500	—	16,0	—	1500	—	65		
	12	500	—	16,0	—	1500	—	65		
20,0	8	400	700	25,0	14,3	32	56	1800	1650	100
	12	400	700	25,0	14,3	48	84	1800	1650	100
25,0	8	500	700	25,0	17,9	40	56	2300	2000	100
	12	500	700	25,0	17,9	60	84	2300	2000	100
31,5	8	500	700	31,5	22,5	40	56	2600	2600	100
	12	500	700	31,5	22,5	60	84	2600	2600	100
40,0	8	1000	700	20,0	28,6	80	56	2800	3200	150
	12	1000	700	20,0	28,6	120	84	2800	3200	150
50,0	8	1000	1100	25,0	22,7	80	88	3500	4000	150
	12	1000	1100	25,0	22,7	120	138	3500	4000	150
63,0	8	1000	1100	31,5	28,6	80	88	4300	4800	150
	12	1000	1100	31,5	28,6	120	138	4300	4800	150
80,0	8	1000	1000	40,0	40,0	80	80	5500	5500	150
	12	1000	1000	40,0	40,0	120	120	5500	5500	150
100,0	8	1250	1250	40,0	40,0	100	100	6000	6000	150
	12	1250	1250	40,0	40,0	150	150	6000	6000	150

* Данные в правых столбцах относятся к лентам, изготовленным из углеродистой стали, остальные — к лентам, изготовленным из нержавеющей стали.

коробки. Каждый полуцилиндр с торцевой стороны и каждая коробочка имеют штуцер для входа или выхода теплоносителя. С торцов спирали зажимают между дисками с помощью крышек. Для герметизации используют прокладки из резины, паронита, асбеста или мягкого металла. Согласно ГОСТ 12067—72, спиральные теплообменники имеют поверхности теплообмена от 10 до 100 м², работают при давлениях до 1 МПа и температуре от —20 до 200 °С. Поверхности теплообмена и основные параметры их приведены в табл. II.15.

3.5. БЛОЧНЫЕ ГРАФИТОВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Теплообменники из графита широко распространены в химической промышленности благодаря исключительной коррозионной стойкости и высокой [до 100 Вт/(м·К)] теплопроводности графита. Наибольшее применение находят блочные теплообменники. Основным элементом их является графитовый блок формы куба или параллелепипеда, в котором просверлены вертикальные и горизонтальные перекрещивающиеся цилиндрические отверстия для прохода теплоносителей (рис. II.14). Аппарат собирают из одного или нескольких блоков. С помощью боковых чугунных плит в каждом блоке организуется двухходовое движение теплоносителя по горизонтальным отверстиям. Теплоноситель, движущийся по вертикальным каналам в теплообменниках, собранных из кубических блоков размером 350 × 350 × 350 мм³, может совершать один или два хода. В аппаратах, собранных из блоков в форме параллелепипеда с увеличенными в два раза боко-

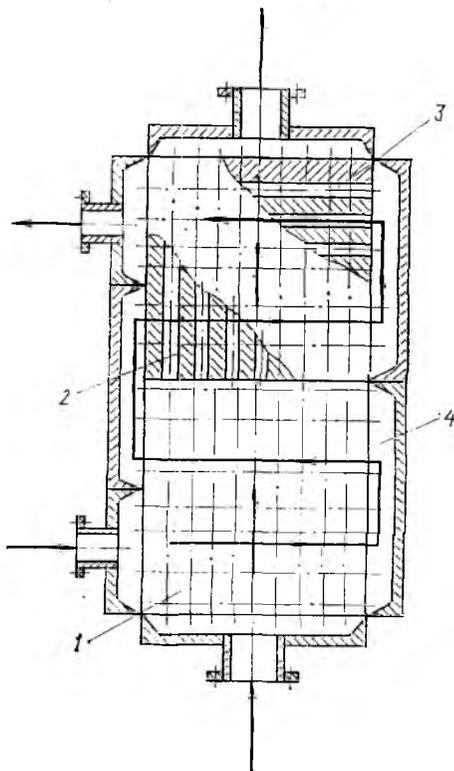


Рис. 11.14. Схема блочного (из двух блоков) графитового теплообменника:

1 — графитовый блок; 2 — вертикальные каналы; 3 — горизонтальные каналы; 4 — боковые чугунные плиты.

выми гранями (350 × 350 × 700), теплоноситель, движущийся по вертикальным каналам, может совершать два, четыре, шесть и даже восемь ходов. Блочные графитовые теплообменники можно использовать для теплообмена между средами, из которых одна или обе являются коррозионноактивными.

Таблица 11.16. Поверхности теплообмена и основные параметры блочных графитовых теплообменников с блоками 350 × 350 × 350 мм³ по данным [11]

Поверхность теплообмена *, м ²	Число бло-ков, шт.	Каналы			Масса аппарата, кг	
		вертикальные		горизон-таль-ные ***, число, шт.		
		диаметр, мм	число **, шт.			
1,8	1	28	54	48	126	289
2,0 (4,0)	1	18	96	88	126	294
2,5 (5,0)	1	12	190	180	162	294
3,6 —	2	28	54	48	126	420
4,0 (8,0)	2	18	96	88	126	430
5,0 (10,0)	2	12	190	180	162	430
5,4	3	28	54	48	126	525
6,0	3	18	96	88	126	540
7,2	4	28	54	48	126	656
7,5	3	12	190	180	162	540
8,0 (16,0)	4	18	96	88	126	676
9,0	5	28	54	48	126	786
10,0 (20,0)	4	12	190	180	162	676
10,0 (20,0)	5	18	96	88	126	811
10,8	6	28	54	48	126	919
12,0	6	18	96	88	126	949
12,5 (25,0)	5	12	190	180	162	811
15,0 (31,5)	6	12	190	180	162	949

* В скобках дан ряд поверхностей для теплообменников с блоками 350 × 350 × 700 мм³.

** Цифры в правой части относятся к двухходовым теплообменникам.

*** Диаметр горизонтальных каналов 12 мм.

В последнем случае боковые чугунные плиты защищают специальными графитовыми вкладышами.

Поверхности теплообмена и основные параметры блочных графитовых теплообменников в соответствии с данными [11] приведены в табл. 11.16.

4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Пример 1. Расчет кожухотрубчатых холодильников

Расчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый теплообменник для охлаждения кубового остатка ректификационной колонны в количестве $G_1 = 6,0$ кг/с от $t_{1н} = 102,5$ °С до $t_{1к} = 30$ °С. Кубовый остаток — коррозионноактивная органическая жидкость, которая при средней температуре $t_1 = 0,5(t_{1н} + t_{1к}) = 66$ °С имеет следующие физико-химические характеристики: $\rho_1 = 986$ кг/м³; $\lambda_1 = 0,662$ Вт/(м·К); $\mu_1 = 0,00054$ Па·с; $\alpha_1 = 4190$ Дж/(кг·К); $\beta_1 = 0,00048$ К⁻¹. Охлаждение осуществить водой с $t_{2н} = 20$ °С и $t_{2к} = 40$ °С.

Расчет теплообменников проводится последовательно в соответствии с общей блок-схемой (см. рис. 11.2).

1) Определение тепловой нагрузки:

$$Q = 6,0 \cdot 4190 (102,5 - 30) = 1\,820\,000 \text{ Вт}$$

2) Расход воды определяем из уравнения теплового баланса:

$$G_2 = \frac{1\,820\,000}{4\,180 (40 - 20)} = 21,8 \text{ кг/с}$$

где 4180 Дж/(кг·К) — теплоемкость воды c_2 при ее средней температуре $t_2 = 0,5(t_{2н} + t_{2к}) = 30$ °С. Остальные физические характеристики воды при этой температуре: $\rho_2 = 996$ кг/м³; $\lambda_2 = 0,618$ Вт/(м·К); $\mu_2 = 0,000804$ Па·с.

3) Среднелогарифмическая разность температур в теплообменнике

$$\Delta t_{\text{ср.лог}} = \frac{(102,5 - 40) - (30 - 20)}{\ln(62,5/10)} = 28,6 \text{ град}$$

4) Ориентировочный выбор теплообменника.

Решение вопроса о том, какой из теплоносителей направить в трубное пространство, определяется его давлением, коррозионной активностью, способностью загрязнять поверхности теплообмена и др. Рассматриваемый пример относится к такому случаю, когда коррозионноактивную среду — кубовый остаток — целесообразно направить в трубное пространство, а охлаждающую воду — в межтрубное.

Примем ориентировочное значение $Re_{1ор} = 15\,000$, соответствующее развитому турбулентному режиму течения в трубах. Очевидно, такой режим возможен в теплообменниках, у которых число труб n , приходящееся на один ход по трубам диаметром $d_n = 20 \times 2$ мм, равно

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_1}{\pi d Re_{1ор} \mu_1} = \frac{4 \cdot 6,0}{\pi \cdot 0,016 \cdot 15\,000 \cdot 0,00054} = 59$$

Для труб диаметром $d_n = 25 \times 2$ мм

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \cdot 6,0}{\pi \cdot 0,021 \cdot 15\,000 \cdot 0,00054} = 45$$

Минимальное ориентировочное значение коэффициента теплопередачи, соответствующее турбулентному течению теплоносителей, равно (табл. 11.1) $K_{ор} = 800$ Вт/(м²·К). При этом ориентировочное значение поверхности теплообмена составит

$$F_{ор} = \frac{1\,820\,000}{28,6 \cdot 800} = 79,5 \text{ м}^2$$

Как видно из табл. 11.3, теплообменники с близкой поверхностью имеют диаметр кожуха 600—800 мм. При этом только многоходовые аппараты с числом ходов $z = 4$ или 6 имеют соотношения n/z , близкие к 50.

В многоходовых теплообменниках средняя движущая сила несколько меньше, чем в одноходовых, вследствие возникновения смешанного взаимного направления движения теплоносителей.

Соответствующую поправку для средней разности температур определим по рис. II.1, а:

$$P = \frac{40 - 20}{102,5 - 20} = 0,24 \quad R = \frac{102,5 - 30}{40 - 20} = 3,6$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,77 \quad \text{и} \quad \Delta t_{cp} = 28,6 \cdot 0,77 = 22,0^\circ\text{C}$$

С учетом этих оценок ориентировочная поверхность составит

$$F_{op} = \frac{1\,820\,000}{22,0 \cdot 0,800} = 103,5 \text{ м}^2$$

Теперь имеет смысл провести уточненный расчет следующих вариантов (табл. II.3):

$$\text{Ik} \quad D = 600 \text{ мм}, d_H = 25 \times 2 \text{ мм}, z = 4, n/z = 206/4 = 51,5$$

$$\text{IIк} \quad D = 600 \text{ мм}, d_H = 20 \times 2 \text{ мм}, z = 6, n/z = 316/6 = 52,7$$

$$\text{IIIк} \quad D = 800 \text{ мм}, d_H = 25 \times 2 \text{ мм}, z = 6, n/z = 384/6 = 64,0$$

5) Уточненный расчет поверхности теплопередачи.

Вариант Ik

$$Re_1 = \frac{4G_1}{\pi d (n/z) \mu_1} = \frac{4 \cdot 6,0}{\pi \cdot 0,021 \cdot 51,5 \cdot 0,00054} = 13\,100$$

$$Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{4\,190 \cdot 0,00054}{0,662} = 3,4$$

В соответствии с формулой (II.9), коэффициент теп. отдачи к жидкости, движущейся по трубам турбулентно, равен

$$\alpha_1 = \frac{0,662}{0,021} \cdot 0,023 \cdot 13\,100^{0,8} \cdot 3,4^{0,4} = 2\,360 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Поправкой $(Pr_1/Pr_{ст1})^{0,25}$ здесь можно пренебречь, так как разность температур t_1 и $t_{ст1}$ невелика (менее $\Delta t_{cp} = 28,6^\circ$).

Минимальное сечение потока в межтрубном пространстве (табл. II.3) $S_{мтр} = 0,040 \text{ м}^2$, и

$$Re_2 = \frac{21,8 \cdot 0,025}{0,040 \cdot 0,000\,804} = 16\,960$$

$$Pr_2 = \frac{4\,180 \cdot 0,000\,804}{0,618} = 5,43$$

В соответствии с формулой (II.15), коэффициент теплоотдачи к воде составит

$$\alpha_2 = \frac{0,618}{0,025} \cdot 0,24 \cdot 16\,960^{0,6} \cdot 5,43^{0,36} = 3\,785 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Поскольку кубовый остаток — органическая жидкость, в соответствии с табл. II.2 примем термические сопротивления загрязнений равными $r_{з1} = r_{з2} = 1/5800 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$. Повышенная коррозионная активность кубовой жидкости диктует выбор в качестве материала труб нержавеющей стали. Теплопроводность нержавеющей стали $\alpha_{ст} = 17,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений равна:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5\,800} + \frac{1}{5\,800} = 0,000\,458 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = 1 / \left(\frac{1}{2\,360} + \frac{1}{3\,785} + 0,000\,458 \right) = 874 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Требуемая поверхность составляет

$$F = \frac{1\,820\,000}{22,0 \cdot 0,874} = 94,6 \text{ м}^2$$

Из табл. II.3 следует, что из выбранного ряда подходит теплообменник с трубами длиной $L = 6,0 \text{ м}$ и номинальной поверхностью $F_{Ik} = 97 \text{ м}^2$. При этом запас

$$\Delta = \frac{97 - 94,6}{94,6} \cdot 100 = 2,54\%$$

Масса теплообменника (табл. II.10) $M_{Ik} = 3130 \text{ кг}$.

Вариант IIк. Аналогичный расчет дает следующие результаты: $Re_1 = 16770$, $\alpha_1 = 3720 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $Re_2 = 14670$, $\alpha_2 = 4310 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $K = 1045 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $F = 79,2 \text{ м}^2$. Из табл.

II.3 следует, что теплообменник длиной $4,0 \text{ м}$ имеет меньшую номинальную поверхность ($F = 79,0 \text{ м}^2$), поэтому он для данной задачи непригоден. Теплообменник длиной $6,0 \text{ м}$ и поверхностью 119 м^2 не имеет преимуществ по сравнению с вариантом Ik, так как при большей массе ($M_{IIк} = 3380 \text{ кг}$) он заведомо будет иметь и большее гидравлическое сопротивление.

Вариант IIIк. Результаты расчета: $Re_1 = 10540$, $\alpha_1 = 1985 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $Re_2 = 10440$, $\alpha_2 = 2830 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $K = 760 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $F = 109 \text{ м}^2$. Из табл. II.3 следует, что теплообменник с трубами длиной $4,0 \text{ м}$, номинальной поверхностью $F_{IIIк} = 121 \text{ м}^2$ подходит с запасом $\Delta = 10,1\%$. Его масса $M_{IIIк} = 3950 \text{ кг}$ больше, чем в варианте Ik, однако в полтора раза меньшая длина труб выгодно отличает его от варианта Ik. Помимо большей компактности такой теплообменник должен иметь меньшее гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве. Стремясь получить еще меньшую длину труб, целесообразно рассмотреть дополнительный вариант IVк.

Вариант IVк. $D = 800 \text{ мм}$, $d_H = 20 \times 2 \text{ мм}$, $z = 6$, $n/z = 618/6 = 103$.

Результаты расчета: $Re_1 = 8560$ (режим движения переходный), $\alpha_1 = 1940 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $Re_2 = 8350$, $\alpha_2 = 3075 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $K = 770 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $F = 107,5 \text{ м}^2$. Из табл. II.3 видно, что теплообменник с трубами длиной $3,0 \text{ м}$ и номинальной поверхностью $F_{IVк} = 116 \text{ м}^2$ подходит с запасом $\Delta = 7,9\%$. Его масса $M_{IVк} = 3550 \text{ кг}$, что на 400 кг меньше, чем в варианте IIIк.

Дальнейшее сопоставление трех конкурентоспособных вариантов (Ik, IIIк и IVк) проводится по гидравлическому сопротивлению.

6) Расчет гидравлического сопротивления.

Расчет гидравлического сопротивления кожухотрубчатых теплообменников проводят по формулам, приведенным ниже.

В трубном пространстве перепад давления определяют по формуле (I.1), в которой длина пути жидкости равна Lz . Скорость жидкости в трубах

$$w_{тр} = \frac{4G_{тр}z}{\pi d^2 n r_{тр}} \quad (II.30)$$

Коэффициент трения определяют по формулам (I.4) — (I.7). При $Re_{тр} > 2300$ его можно также определить по формуле

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re_{тр}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} \quad (II.31)$$

где $e = \Delta/d$ — относительная шероховатость труб; Δ — высота выступов шероховатостей (в расчетах можно принять $\Delta = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$).

Коэффициенты местных сопротивлений потоку, движущемуся в трубном пространстве:

$\zeta_{тр1} = 1,5$ — входная и выходная камеры;

$\zeta_{тр2} = 2,5$ — поворот между ходами;

$\zeta_{тр3} = 1,0$ — вход в трубы и выход из них.

Местное сопротивление на входе в распределительную камеру и на выходе из нее следует рассчитывать по скорости жидкости в штуцерах. Диаметры штуцеров нормализованных кожухотрубчатых теплообменников приведены в табл. II.8.

В межтрубном пространстве гидравлическое сопротивление можно рассчитать по формуле

$$\Delta p_{мтр} = \sum \zeta_{мтр} (\rho_{мтр} w_{мтр}^2 / 2) \quad (II.32)$$

Скорость жидкости в межтрубном пространстве определяется по формуле

$$w_{мтр} = \frac{G_{мтр}}{S_{мтр} \rho_{мтр}} \quad (II.33)$$

где $S_{мтр}$ — самое узкое сечение межтрубного пространства (см. табл. II.3; II.5; II.6).

Коэффициенты местных сопротивлений потоку, движущемуся в межтрубном пространстве:

$\zeta_{мтр1} = 1,5$ — вход и выход жидкости;

$\zeta_{мтр2} = 1,5$ — поворот через сегментную перегородку;

$\zeta_{мтр3} = 3m/Re_{мтр}^{0,2}$ — сопротивление пучка труб [12, с. 455], где $Re_{мтр} = G_{мтр} d_H / S_{мтр} \rho_{мтр}$;

m — число рядов труб, которое приближенно можно определить следующим образом.

Общее число труб при их размещении по вершинам равносторонних треугольников равно $n = 1 + 3a + 3a^2$, где a — число огибающих трубы шестиугольников (в плане трубной доски). Число труб в диагонали шестиугольника b можно определить, решив квадратное уравнение относительно a :

$$b = 2a + 1 = 2 \sqrt{\frac{n-1}{3} + 0,25}$$

Число рядов труб, омываемых теплоносителем в межтрубном пространстве, приближенно можно принять равным 0,5 b :

$$m = \sqrt{\frac{n-1}{3} + 0,25} \approx \sqrt{\frac{n}{3}} \quad (11.34)$$

Сопротивление входа и выхода следует также определять по скорости жидкости в штуцерах, диаметры условных проходов которых приведены в табл. II.8.

Число сегментных перегородок зависит от длины и диаметра аппарата. Для нормализованных теплообменников эти числа приведены в табл. II.9.

Расчетные формулы для определения гидравлического сопротивления в трубном и межтрубном пространстве окончательно принимают вид:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{Lz}{d} \frac{w_{\text{тр}}^2 \rho_{\text{тр}}}{2} + [2,5(z-1) + 2z] \frac{\rho_{\text{тр}} w_{\text{тр}}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{\text{тр}} w_{\text{тр.ш}}^2}{2} \quad (11.35)$$

где z — число ходов по трубам;

$$\Delta p_{\text{мтр}} = \frac{3m(x+1)}{\text{Re}_{\text{мтр}}^2} \cdot \frac{\rho_{\text{мтр}} w_{\text{мтр}}^2}{2} + x \cdot 1,5 \frac{\rho_{\text{мтр}} w_{\text{мтр}}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{\text{мтр}} w_{\text{мтр.ш}}^2}{2} \quad (11.36)$$

где x — число сегментных перегородок; m — число рядов труб, преодолеваемых потоком теплоносителя в межтрубном пространстве.

Сопоставим три выбранных варианта кожухотрубчатых теплообменников по гидравлическому сопротивлению.

Вариант Iк. Скорость жидкости в трубах

$$w_{\text{тр}} = \frac{G_1}{S_{\text{тр}} \rho_1} = \frac{6,0}{0,018 \cdot 986} = 0,338 \text{ м/с}$$

Коэффициент трения рассчитывается по формуле (II.31):

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{13 \cdot 100} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0422$$

Диаметр штуцеров к распределительной камере $d_{\text{тр.ш}} = 0,150$ м, скорость в штуцерах

$$w_{\text{тр.ш}} = \frac{6,0 \cdot 4}{\pi \cdot 0,15^2 \cdot 986} = 0,344 \text{ м/с}$$

В трубном пространстве следующие местные сопротивления: вход в камеру и выход из нее, три поворота на 180° и по четыре раза вход в трубы и выход из них.

Гидравлическое сопротивление трубного пространства в соответствии с формулой (II.35) равно

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}} &= 0,0422 \frac{6 \cdot 4}{0,021} \cdot \frac{986 \cdot 0,338^2}{2} + [2,5(4-1) + 2 \cdot 4] \times \\ &\times \frac{986 \cdot 0,338^2}{2} + 3 \frac{986 \cdot 0,344^2}{2} = 2720 + 873 + 175 = \\ &= 3768 \text{ Па} \end{aligned}$$

Число рядов труб, омываемых водой в межтрубном пространстве, $m \approx \sqrt{206/3} = 8,27$; округлим в большую сторону: $m \approx 9$. Число сегментных перегородок $x = 18$ (см. табл. II.9). Диаметр штуцеров к кожуху $d_{\text{мтр.ш}} = 0,200$ м, скорость воды в штуцерах

$$w_{\text{мтр.ш}} = \frac{21,8 \cdot 4}{\pi \cdot 0,2^2 \cdot 996} = 0,696 \text{ м/с}$$

Скорость воды в наиболее узком сечении межтрубного пространства площадью $S_{\text{мтр}} = 0,040$ м² (см. табл. II.3), равна

$$w_{\text{мтр}} = 21,8/0,040 \cdot 996 = 0,546 \text{ м/с}$$

В межтрубном пространстве следующие местные сопротивления: вход и выход жидкости через штуцера, 18 поворотов через сегментные перегородки (по их числу $x = 18$) и 19 сопротивлений трубного пучка при его поперечном обтекании ($x+1$).

В соответствии с формулой (II.36) сопротивление межтрубного пространства равно

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{мтр}} &= \frac{3 \cdot 9(18+1)}{(16 \cdot 960)^{0,2}} \cdot \frac{996 \cdot 0,546^2}{2} + \\ &+ 18 \cdot 1,5 \frac{996 \cdot 0,546^2}{2} + 3 \frac{996 \cdot 0,696^2}{2} = 9720 + \\ &+ 4010 + 725 = 14455 \text{ Па} \end{aligned}$$

Вариант IIIк. Аналогичный расчет дает следующие результаты $w_{\text{тр}} = 0,277$ м/с, $\lambda = 0,0431$, $w_{\text{тр.ш}} = 0,344$ м/с, $\Delta p_{\text{тр}} = 2965$ Па, $w_{\text{мтр}} = 0,337$ м/с, $w_{\text{мтр.ш}} = 0,446$ м/с, $m = 12$, $x = 8$, $\Delta p_{\text{мтр}} = 3857$ Па.

Сопоставление этого варианта с вариантом Iк показывает, что, как и ожидалось, по гидравлическому сопротивлению вариант IIIк лучше.

Вариант IVк. Результаты расчета: $w_{\text{тр}} = 0,304$ м/с, $\lambda = 0,0472$, $w_{\text{тр.ш}} = 0,344$ м/с, $\Delta p_{\text{тр}} = 3712$ Па, $w_{\text{мтр}} = 0,337$ м/с, $w_{\text{мтр.ш}} = 0,446$, $m = 15$, $x = 6$, $\Delta p_{\text{мтр}} = 3728$ Па.

Сопротивление этого теплообменника мало отличается от сопротивления предыдущего, а его масса на 400 кг меньше. Поэтому из дальнейшего сравнения вариант IIIк можно исключить, считая конкурентноспособными лишь варианты Iк и IVк. Выбор лучшего из них должен быть сделан на основе технико-экономического анализа.

Пример 2. Расчет пластинчатых холодильников

Для той же технологической задачи, что и в примере I, рассчитать и подобрать нормализованный пластинчатый теплообменник.

Эффективность пластинчатых и кожухотрубчатых теплообменников близка. Поэтому ориентировочный выбор пластинчатого теплообменника целесообразно сделать, сравнив его с лучшим вариантом кожухотрубчатого. Из табл. II.13 следует, что по эффективности, близкие к 100 м², имеют теплообменники с пластинами площадью 0,5 м². Выберем для поверочного расчета три варианта:

Iп. $F = 80$ м², число пластин $N = 154$, тип пластин 0,5Е;

IIп. $F = 63$ м², $N = 122$, тип 0,5Е;

IIIп. $F = 50$ м², $N = 98$, тип 0,5Е.

Расчет по пунктам 1)–4) аналогичен расчету в примере I, поэтому опускаем его.

5) Уточненный расчет требуемой поверхности.

Вариант Iп. Пусть компоновка пластин самая простая: $S_x = \frac{77}{77}$, т. е. по одному пакету (ходу) для обоих потоков. Скорость кубового остатка в 77 каналах с проходным сечением 0,0018 м² (табл. II.14) равна:

$$w_1 = \frac{6,0}{986 \cdot 77 \cdot 0,0018} = 0,0439 \text{ м/с}$$

Эквивалентный диаметр каналов $d_0 = 0,0080$ м (табл. II.14)

$$\text{Re}_1 = \frac{0,0439 \cdot 0,0080 \cdot 986}{0,00054} = 643 > 50$$

т. е. режим турбулентный, поэтому по формуле (II.19) находим

$$\alpha_1 = \frac{0,662}{0,0080} 0,135 \cdot 643^{0,73} \cdot 3,4^{0,43} = 2120 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Скорость воды в 77 каналах

$$w_2 = \frac{21,8}{996 \cdot 77 \cdot 0,0018} = 0,158 \text{ м/с}$$

$$Re_2 = \frac{0,158 \cdot 0,0080 \cdot 996}{0,000804} = 1565 > 50$$

$$\alpha_2 = \frac{0,618}{0,0080} \cdot 0,135 \cdot 1565^{0,73} \cdot 5,43^{0,43} = 4610 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Сумма термических сопротивлений гофрированной стенки из нержавеющей стали толщиной 1,0 мм (табл. II.14) и загрязнений составляет

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1,0 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800} = 0,000401 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{0,000401 + 1/2120 + 1/4610} = 918 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Требуемая поверхность теплопередачи

$$F = 1820000/918 \cdot 28,6 = 69,3 \text{ м}^2$$

Теплообменник номинальной поверхностью $F_{IIII} = 80 \text{ м}^2$ подходит с запасом $\Delta = \frac{80 - 69,3}{69,3} \cdot 100 = 15,5 \%$. Его масса $M_{IIII} = 2040 \text{ кг}$ (табл. II.13).

Вариант III. Схема компоновки пластин: $Sx : \frac{61}{61}$. Результаты расчета: $w_1 = 0,0555 \text{ м/с}$, $Re_1 = 810$, $\alpha_1 = 2530 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $w_2 = 0,20 \text{ м/с}$, $Re_2 = 1980$, $\alpha_2 = 5490 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $K = 1022 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $F = 62,3 \text{ м}^2$. Выбранный теплообменник с номинальной поверхностью $F_{IIII} = 63,0 \text{ м}^2$ подходит с запасом $\Delta = 1,1 \%$. Масса теплообменника $M_{IIII} = 1810 \text{ кг}$.

Вариант IIII. Схема компоновки пластин: $Sx : \frac{49}{49}$. Результаты расчета: $w_1 = 0,069 \text{ м/с}$, $Re_1 = 1008$, $\alpha_1 = 2970 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $w_2 = 0,249 \text{ м/с}$, $Re_2 = 2465$, $\alpha_2 = 6440 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $K = 1124 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $F = 56,6 \text{ м}^2$. Номинальная поверхность $F_{IIII} = 50 \text{ м}^2$ недостаточна, поэтому необходимо применить более сложную схему компоновки пластин. Очевидно, целесообразно увеличить скорость движения теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи, т.е. кубовой жидкости. При этом следует иметь в виду, что несимметричная компоновка пластин, например по схеме $Sx : \frac{24 + 25}{49}$, приведет к снижению движущей силы, поскольку возникает параллельно-смешанный вариант взаимного направления движения теплоносителей. При симметричной компоновке, т.е. при одинаковом числе ходов для обоих теплоносителей, сохраняется противоток и среднелогарифмическая разность температур.

Рассмотрим $Sx : \frac{24 + 25}{49}$. Скорость кубовой жидкости и число Re_1 возрастут вдвое, а коэффициент теплоотдачи α_1 увеличится в соответствии с формулой (II.19) в $2^{0,73} = 1,66$ раза. Коэффициент теплоотдачи α_2 останется неизменным. Получим:

$$\alpha_1 = 2970 \cdot 1,66 = 4930 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$K = \frac{1}{0,000401 + 1/4930 + 1/6440} = 1320 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

В данном случае поправку на среднюю движущую силу можно найти так же, как для кожухотрубчатых теплообменников с одним ходом в межтрубном пространстве и четным числом ходов в трубах. С помощью рис. II.1, а получили $\epsilon_{\Delta t} = 0,77$; тогда $\Delta t_{cp} = 28,6 \cdot 0,77 = 22,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Требуемая поверхность теплопередачи

$$F = 1820000/1320 \cdot 22,0 = 62,6 \text{ м}^2$$

Номинальная поверхность $F_{IIII} = 50 \text{ м}^2$ по-прежнему недостаточна.

Перейдя к симметричной компоновке пластин, например по схеме $Sx : \frac{24 + 25}{24 + 25}$, восстановим чистый противоток с одновременным увеличением α_2 в 1,66 раза:

$$\alpha_2 = 6440 \cdot 1,66 = 10690 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$K = \frac{1}{0,000401 + 1/4930 + 1/10690} = 1435 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$F = \frac{1820000}{1435 \cdot 28,6} = 44,3 \text{ м}^2$$

Теперь нормализованный теплообменник подходит с запасом

$\Delta = \frac{50 - 44,3}{44,3} \cdot 100 = 12,9 \%$. В этом теплообменнике скорость кубовой жидкости $w_1 = 0,069 \cdot 2 = 0,138 \text{ м/с}$, $Re_1 = 1008 \cdot 2 = 2016$, скорость воды $w_2 = 0,249 \cdot 2 = 0,498 \text{ м/с}$, $Re_2 = 2465 \cdot 2 = 4930$. Масса аппарата $M_{IIII} = 1655 \text{ кг}$.

Для выбора оптимального варианта из трех конкурирующих необходимо определить гидравлические сопротивления теплоносителям.

б) Расчет гидравлических сопротивлений.

Для каждого теплоносителя гидравлическое сопротивление в пластинчатых теплообменниках определяют по формуле [8]:

$$\Delta p = x \xi \frac{L}{d_3} \frac{\rho w^2}{2} + 3 \frac{\rho w_{ш}^2}{2} \quad (II.37)$$

где L — приведенная длина каналов, м (табл. II.14); d_3 — эквивалентный диаметр каналов, м; x — число пакетов для данного теплоносителя; $w_{ш}$ — скорость в штуцерах на входе и выходе, м/с; $\xi = \alpha_1/Re$ — для ламинарного движения; $\xi = \alpha_2/Re^{0,25}$ — для турбулентного движения.

Коэффициенты α_1 и α_2 зависят от типа пластин [8]:

Тип (площадь) пластины

	0,2K (0,3 м ²)	0,5E	0,5M	0,5G
α_1	200	425	485	210
α_2	17	19,3	22,4	4,0

Для определения скорости в штуцерах в табл. II.14 приводятся диаметры условных проходов штуцеров.

Вариант III. Результаты расчета гидравлических сопротивлений:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{\sqrt[4]{643}} = \frac{22,4}{5,02} = 4,46, \quad x_1 = 1;$$

$$L = 1,15 \text{ м}; \quad d_{III} = 0,15 \text{ м};$$

$$w_{III} = \frac{6,0 \cdot 4}{\pi \cdot 0,15^2 \cdot 986} = 0,344 \text{ м/с}; \quad w_1 = 0,0439 \text{ м/с};$$

$$\Delta p_1 = 4,46 \frac{1,15}{0,008} \cdot \frac{986 \cdot 0,0439^2}{2} + 3 \frac{986 \cdot 0,344^2}{2} = 610 + 175 = 785 \text{ Па};$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{\sqrt[4]{1565}} = 3,57; \quad x_2 = 1; \quad w_{III} = \frac{21,8 \cdot 4}{\pi \cdot 0,15^2 \cdot 996} = 1,24 \text{ м/с};$$

$$w_2 = 0,158 \text{ м/с}$$

$$\Delta p_2 = 3,57 \frac{1,15}{0,008} \cdot \frac{996 \cdot 0,158^2}{2} + 3 \frac{996 \cdot 1,24^2}{2} = 6380 + 2305 = 8685 \text{ Па}.$$

Вариант IIII. Результаты расчета:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{\sqrt[4]{810}} = 4,2; \quad x_1 = 1; \quad L = 1,15 \text{ м}; \quad d_{III} = 0,15 \text{ м};$$

$$w_{III} = 0,344 \text{ м/с}; \quad w_1 = 0,0555 \text{ м/с};$$

$$\Delta p_1 = 4,2 \frac{1,15}{0,008} \cdot \frac{986 \cdot 0,0555^2}{2} + 3 \frac{986 \cdot 0,344^2}{2} = 916 + 175 = 1091 \text{ Па};$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{\sqrt[4]{1980}} = 3,36; \quad x_2 = 1; \quad w_{III} = 1,24 \text{ м/с}; \quad w_2 = 0,20 \text{ м/с};$$

$$\Delta p_2 = 3,36 \frac{1,15}{0,008} \cdot \frac{996 \cdot 0,2^2}{2} + 2305 = 9620 + 2305 = 11925 \text{ Па}.$$

Вариант III. Результаты расчета:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{\sqrt[4]{2016}} = 3,35; \quad x_1 = 2; \quad L = 1,15 \text{ м}; \quad d_{\text{ш}} = 0,15 \text{ м};$$

$$\omega_{\text{ш}} = 0,344 \text{ м/с}; \quad \omega_1 = 0,138 \text{ м/с};$$

$$\Delta p_1 = 2 \cdot 3,35 \frac{1,15}{0,008} \cdot \frac{986 \cdot 0,138^2}{2} + 175 = 9050 + 175 = 9225 \text{ Па};$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{\sqrt[4]{4930}} = 2,68; \quad x_2 = 2; \quad \omega_2 = 0,498 \text{ м/с};$$

$$\Delta p_2 = 2 \cdot 2,68 \frac{1,15}{0,008} \cdot \frac{996 \cdot 0,498^2}{2} + 2305 = 95000 + 2305 = 97305 \text{ Па}.$$

Как видно из примеров 1 и 2, уменьшение массы аппаратов сопровождается увеличением гидравлических сопротивлений и, следовательно, ростом энергетических затрат на их преодоление. Окончательный выбор наилучшего варианта из пяти теплообменников (двух кожухотрубчатых и трех пластинчатых) — задача технико-экономического анализа.

Пример 3. Расчет пластинчатого подогревателя

Выбрать тип, рассчитать и подобрать нормализованный вариант конструкции пластинчатого теплообменника для подогрева $G_2 = 2,0$ кг/с коррозионноактивной органической жидкости от температуры $t_{2\text{н}} = 20^\circ\text{C}$ до $t_{2\text{к}} = 80^\circ\text{C}$. При средней температуре $t_2 = 0,5(20 + 80) = 50^\circ\text{C}$ эта жидкость имеет следующие физико-химические характеристики: $\rho_2 = 900$ кг/м³, $\mu_2 = 0,000534$ Па·с, $\lambda_2 = 0,458$ Вт/(м·К), $c_2 = 3730$ Дж/(кг·К), $\text{Pr}_2 = 4,35$.

Для подогрева использовать насыщенный водяной пар давлением 0,6 МПа. Температура конденсации $t_1 = 158,1^\circ\text{C}$. Характеристики конденсата при этой температуре: $\rho_1 = 908$ кг/м³, $\mu_1 = 0,000177$ Па·с, $\lambda_1 = 0,683$ Вт/(м·К), $r_1 = 2095000$ Дж/кг, $\text{Pr}_1 = 1,11$.

Расчет проводится последовательно в соответствии с общей схемой (см. рис. II.2).

1) Тепловая нагрузка аппарата составит

$$Q = 2,0 \cdot 3730 (80 - 20) = 448\,000 \text{ Вт}$$

2) Расход пара определяется из уравнения теплового баланса:

$$G_1 = 448\,000 / 2\,095\,000 = 0,214 \text{ кг/с}$$

3) Средняя разность температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(158,1 - 20) - (158,1 - 80)}{\ln(138,1/78,1)} = 105 \text{ град}$$

4) Коэффициенты теплопередачи в пластинчатых теплообменниках выше, чем их ориентировочные значения, приведенные в табл. II.1. В примере 2 коэффициент теплопередачи в пластинчатых холодильниках изменялся от 1000 до 1500 Вт/(м²·К). На этом основании примем $K_{0,0} = 1250$ Вт/(м²·К). Тогда ориентировочное значение требуемой поверхности составит:

$$F_{0,0} = \frac{448\,000}{105 \cdot 1250} = 3,41 \text{ м}^2$$

Рассмотрим пластинчатый подогреватель (конденсатор паров) поверхностью 3,0 м²; поверхность пластины 0,3 м², число пластин $N = 12$ (см. табл. II.13).

5) Скорость жидкости и число Re_2 в шести каналах с площадью поперечного сечения канала 0,0011 м² и эквивалентным диаметром канала 0,008 м (см. табл. II.14) равны:

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 (N/2) S} = \frac{2,0}{900 \cdot 6 \cdot 0,0011} = 0,337 \text{ м/с}$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,337 \cdot 0,008 \cdot 900}{0,000534} = 4540$$

Коэффициент теплоотдачи к жидкости определяем по формуле (II.19):

$$\alpha_2 = \frac{0,458}{0,008} 0,1 \cdot 4540^{0,73} \cdot 4,35^{0,43} = 5010 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от пара по формуле (II.26) примем, что $\Delta t \geq 10$ град. Тогда в каналах с приведенной длиной $L = 1,12$ м (см. табл. II.14) получим:

$$\text{Re}_1 = \frac{0,214 \cdot 1,12}{0,000177 \cdot 3,0} = 451$$

$$\alpha_1 = \frac{0,683}{1,12} 322 \cdot 451^{0,7} \cdot 1,11^{0,4} = 147\,80 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Термическим сопротивлением загрязнений со стороны пара можно пренебречь. Толщина пластин 1,0 мм (см. табл. II.14), материал — нержавеющая сталь, $\lambda_{\text{ст}} = 17,5$ Вт/(м·К). Сумма термических сопротивлений стенки пластин и загрязнений со стороны жидкости составит

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1,0 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{5800} = 0,000229 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{5010} + \frac{1}{147\,80} + 0,000229} = 2010 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Проверим правильность принятого допущения относительно Δt по формуле (II.8)

$$\Delta t = \frac{2010 \cdot 105}{147\,80} = 14,3 > 10$$

Требуемая поверхность теплопередачи

$$F = \frac{448\,000}{105 \cdot 2010} = 2,12 \text{ м}^2$$

Теплообменник с номинальной поверхностью $F = 3,0$ м² подходит с запасом $\Delta = 41,7\%$. Масса этого аппарата $M = 291$ кг (см. табл. II.13).

6) Гидравлическое сопротивление пластинчатого подогревателя определим по формуле (II.37). Диаметр присоединяемых штуцеров $d_{\text{ш}} = 0,05$ м (см. табл. II.14).

Скорость жидкости в штуцерах

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{2,0 \cdot 4}{900 \cdot \pi \cdot 0,05^2} = 1,13 \text{ м/с}$$

Коэффициент трения

$$\xi = \frac{a_2}{\sqrt[4]{\text{Re}_2}} = \frac{19,3}{\sqrt[4]{4540}} = 2,35$$

Для однонакетной компоновки пластин $x = 1$.

Гидравлическое сопротивление

$$\Delta p = 2,35 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{900 \cdot 0,337^2}{2} + 3 \frac{900 \cdot 1,13^2}{2} = 16\,800 + 1720 = 18\,520 \text{ Па}$$

Пример 4. Расчет кожухотрубчатых конденсаторов

Расчитать и подобрать нормализованный вариант конструкции кожухотрубчатого конденсатора смеси паров органической жидкости и паров воды (дефлегматора) для конденсации $G_1 = 1,2$ кг/с паров. Удельная теплота конденсации смеси $r_1 = 1\,800\,000$ Дж/кг, температура конденсации $t_1 = 66^\circ\text{C}$. Физико-химические показатели конденсата при температуре конденсации: $\lambda_1 = 0,219$ Вт/(м·К), $\rho_1 = 757$ кг/м³, $\mu_1 = 0,000446$ Па·с. Тепло конденсации отводить водой с начальной температурой $t_{2\text{н}} = 18^\circ\text{C}$.

Примем температуру воды на выходе из конденсатора $t_{2\text{к}} = 40^\circ\text{C}$. При средней температуре $t_2 = 0,5(18 + 40) = 29^\circ\text{C}$ вода имеет следующие физико-химические характеристики: $\rho_2 = 996$ кг/м³, $c_2 = 4180$ Дж/(кг·К), $\lambda_2 = 0,616$ Вт/(м·К), $\mu_2 = 0,00082$ Па·с; $\text{Pr}_2 = c_2 \mu_2 / \lambda_2 = 5,56$. Расчет проводится последовательно в соответствии с общей блок-схемой (см. рис. II.2).

1) Тепловая нагрузка аппарата

$$Q = 1\,180\,000 \cdot 1,2 = 1\,415\,000 \text{ Вт}$$

2) Расход воды

$$G_2 = \frac{1\,415\,000}{4180(40 - 18)} = 15,4 \text{ кг/с}$$

3) Средняя разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{(66 - 18) - (66 - 40)}{\ln(48/26)} = 36 \text{ град}$$

4) В соответствии с табл. II.1 примем $K_{op} = 600 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Ориентировочное значение поверхности

$$F_{op} = 1\,415\,000/600 \cdot 36 = 65,5 \text{ м}^2$$

Задавая число $Re_2 = 10\,000$, определим соотношение n/z для теплообменника из труб диаметром $d_H = 25 \times 2 \text{ мм}$:

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_2}{\pi d_H Re_2} = \frac{4 \cdot 15,4}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,00082 \cdot 10000} = 114$$

где n — общее число труб; z — число ходов по трубному пространству; d — внутренний диаметр труб, м.

5) Уточненный расчет поверхности теплопередачи.

Вариант I. В соответствии с табл. II.4 соотношение n/z принимает наиболее близкое к заданному значение у теплообменников с диаметром кожуха $D = 600 \text{ мм}$, диаметром труб $d_H = 25 \times 2 \text{ мм}$, числом ходов $z = 2$ и общим числом труб $n = 240$:

$$n/z = 240/2 = 120$$

В зависимости от длины труб (3,0, 4,0 или 6,0 м) эти теплообменники имеют поверхности теплопередачи 57, 75 или 113 м².

Действительное число Re_2 равно

$$Re_2 = \frac{4G_2z}{\pi d_H \mu_2} = \frac{4 \cdot 15,4 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 240 \cdot 0,00082} = 9490$$

Коэффициент теплоотдачи к воде определим по формуле (II.10):

$$\alpha_2 = 0,008 \frac{0,616}{0,021} 9490^{0,9} \cdot 5,56^{0,43} = 1\,865 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коэффициент теплоотдачи от пара, конденсирующегося на пучке вертикально расположенных труб, определим по формуле (II.24):

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 0,219 \sqrt[3]{\frac{757^2 \cdot 0,025 \cdot 240}{0,000446 \cdot 1,2}} = 1540 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Сумма термических сопротивлений стенки труб из нержавеющей стали и загрязнений со стороны воды и пара равна:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{11\,600} = 0,000372 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1865} + \frac{1}{1540} + 0,000372} = 642 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Требуемая поверхность теплопередачи

$$F = 1\,415\,000/36 \cdot 642 = 61,2 \text{ м}^2$$

Как видно из табл. II.4, теплообменник с длиной труб 4,0 м и поверхностью 75 м² подходит с запасом

$$\Delta = \frac{75 - 61,2}{61,2} \cdot 100 = 22,5\%$$

Вариант II. Рассчитанная поверхность вертикально расположенного теплообменника близка к поверхности теплообменника с длиной труб 3,0 м. В теплообменнике, расположенном горизонтально, может оказаться выше коэффициент теплоотдачи от пара, лимитирующий теплопередачу. Определим его по формуле (II.25):

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,219 \sqrt[3]{\frac{757^2 \cdot 240 \cdot 3}{0,000446 \cdot 1,2}} = 2430 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

При этом коэффициент теплоотдачи к воде останется тем же, а коэффициент теплопередачи увеличится:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1865} + \frac{1}{2430} + 0,000372} = 757 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Требуемая поверхность теплопередачи

$$F = 1\,415\,000/757 \cdot 36 = 51,8 \text{ м}^2$$

т. е. подходит теплообменник с длиной труб 3,0 м и поверхностью 57,0 м² с запасом

$$\Delta = \frac{57 - 51,8}{51,8} \cdot 100 = 10,0\%$$

Этот теплообменник лучше, чем в варианте I, так как он на 25 % короче, имеет меньшую массу и меньшее гидравлическое сопротивление вследствие меньшей суммарной длины пути жидкости по трубам.

6) Гидравлическое сопротивление Δp_2 рассчитывают по формуле (II.35).

Скорость воды в трубах

$$w_2 = \frac{4G_2z}{\pi d^2 n \rho_2} = \frac{4 \cdot 15,4 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 240 \cdot 996} = 0,372 \text{ м/с}$$

Коэффициент трения по формуле (II.31) равен:

$$\lambda = 0,25 \left\{ 1g \left[\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{9490} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0436$$

Скорость воды в штуцерах (табл. II.8)

$$w_{2шт} = \frac{4G_2}{\pi d_{шт}^2 \rho_2} = \frac{4 \cdot 15,4}{3,14 \cdot 0,20^2 \cdot 996} = 0,492 \text{ м/с}$$

Гидравлическое сопротивление

$$\Delta p_2 = 0,0436 \frac{3 \cdot 2}{0,021} \cdot \frac{0,372^2 \cdot 996}{2} + 3 \frac{996 \cdot 0,492^2}{2} + [2,5 + (2 - 1) + 2 \cdot 2] \frac{996 \cdot 0,372^2}{2} = 860 + 362 + 448 = 1670 \text{ Па}$$

Пример 5. Расчет кожухотрубчатых испарителей

Рассчитать и подобрать нормализованный вариант конструкции кожухотрубчатого испарителя ректификационной колонны с получением $G_2 = 0,98 \text{ кг/с}$ паров водного раствора органической жидкости. Кипящая при небольшом избыточном давлении и температуре $t_2 = 102,6 \text{ }^\circ\text{C}$ жидкость имеет следующие физико-химические характеристики: $\rho_2 = 957 \text{ кг/м}^3$, $\mu_2 = 0,00024 \text{ Па} \cdot \text{с}$, $\sigma_2 = 0,0583 \text{ Н/м}$, $c_2 = 4200 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, $\lambda_2 = 0,680 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, $r_2 = 2\,240\,000 \text{ Дж/кг}$. Плотность паров при атмосферном давлении $\rho_{п0} = 0,65 \text{ кг/м}^3$, плотность паров над кипящей жидкостью $\rho_{п} = 0,6515 \text{ кг/м}^3$.

В качестве теплоносителя использовать насыщенный водяной пар давлением 0,2 МПа. Удельная теплота конденсации $r_1 = 2\,208\,000 \text{ Дж/кг}$, температура конденсации $t_1 = 119,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Физико-химические характеристики конденсата при температуре конденсации: $\rho_1 = 943 \text{ кг/м}^3$, $\mu_1 = 0,000231 \text{ Па} \cdot \text{с}$, $\lambda_1 = 0,686 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Для определения коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося на наружной поверхности труб высотой H , используем формулу (II.23):

$$\alpha_1 = 1,21 \lambda_1 \sqrt[3]{\frac{\rho_1 g r_1}{\mu_1 H}} q^{-1/3} = A q^{-1/3}$$

Коэффициент теплоотдачи к кипящей в трубах жидкости определим по формуле (II.28)

$$\alpha_2 = 780 \frac{\lambda_2^{1,3} \rho_2^{0,5} \rho_{п0}^{0,06}}{\sigma_2^{0,5} r_2^{0,6} \rho_{п0}^{0,66} c_2^{0,3} \mu_2^{0,3}} q^{0,6} = B q^{0,6}$$

Из основного уравнения теплопередачи и уравнения аддитивности термических сопротивлений следует, что

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta t_{cp}}{q} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Подставляя сюда выражения для α_1 и α_2 , можно получить одно уравнение относительно неизвестного удельного теплового потока:

$$f(q) = \frac{1}{A} q^{4/3} + \left(\sum \frac{\delta}{\lambda} \right) q + \frac{1}{B} q^{0,4} - \Delta t_{cp} = 0 \quad (a)$$

Решив это уравнение относительно q каким-либо численным или графическим методом, можно определить требуемую поверхность $F = Q/q$.

Расчет испарителей проводится последовательно в соответствии с общей схемой (см. рис. II.2).

1) Тепловая нагрузка аппарата равна

$$Q = 0,98 \cdot 2\,240\,000 = 2\,195\,000 \text{ Вт}$$

2) Расход греющего пара определяем из уравнения теплового баланса:

$$G_1 = 2\,195\,000 / 2\,208\,000 = 0,994 \text{ кг/с.}$$

3) Средняя разность температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = 119,6 - 102,6 = 17,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

4) В соответствии с табл. II.1 примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{\text{ор}} = 1400 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Тогда ориентировочное значение требуемой поверхности составит

$$F_{\text{ор}} = \frac{2\,195\,000}{1400 \cdot 17} = 92,2 \text{ м}^2$$

В соответствии с табл. II.4, поверхность, близкую к ориентировочной, могут иметь теплообменники с высотой труб $H = 3,0$ м или $2,0$ м и диаметром кожуха $D = 0,8$ м или же с высотой труб $H = 4,0$ м и диаметром кожуха $D = 0,6$ м.

5) Уточненный расчет поверхности теплопередачи.

Вариант Ии. Примем в качестве первого варианта теплообменник с высотой труб $H = 3,0$ м, диаметром кожуха $D = 0,8$ м и поверхностью теплопередачи $F = 109 \text{ м}^2$. Выполним его уточненный расчет, решив уравнение (а).

В качестве первого приближения примем ориентировочное значение удельной тепловой нагрузки:

$$q_1 = q_{\text{ор}} = 2\,195\,000 / 109 = 20\,100 \text{ Вт/м}^2$$

Для определения $f(q_1)$ необходимо рассчитать коэффициенты A и B :

$$A = 1,21 \cdot 0,686 \sqrt[3]{\frac{943^2 \cdot 2\,208\,000 \cdot 9,81}{0,000231 \cdot 3,0}} = 2,52 \cdot 10^5$$

$$B = 780 \frac{0,680^{1,3} \cdot 957^{0,5} \cdot 0,6515^{0,06}}{0,0583^{0,5} \cdot 2\,240\,000^{0,6} \cdot 0,65^{0,66} \cdot 4\,200^{0,3} \cdot 0,00024^{0,3}} = 12,43$$

Толщина труб 2,0 мм, материал — нержавеющая сталь; $\lambda_{\text{ст}} = 17,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений (термическим сопротивлением со стороны греющего пара можно пренебречь) равна:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{5\,800} = 0,000286 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Тогда

$$f(q_1) = \frac{1}{2,52 \cdot 10^5} 20\,100^{4/3} + 0,000286 \cdot 20\,100 + \frac{20\,100^{0,4}}{12,43} - 17,0 = -4,83$$

Примем второе значение $q_2 = 30\,000 \text{ Вт/м}^2$; получим:

$$f(q_2) = \frac{30\,000^{4/3}}{2,52 \cdot 10^5} + 0,000286 \cdot 30\,000 + \frac{30\,000^{0,4}}{12,43} - 17,0 = +0,27$$

Третье, уточненное значение q_3 , определим в точке пересечения с осью абсцисс хорды, проведенной из точки 1 в точку 2 на графике зависимости $f(q)$ от q :

$$q_3 = q_2 - \frac{q_2 - q_1}{f(q_2) - f(q_1)} f(q_2) \quad (6)$$

Получим:

$$q_3 = 30\,000 - \frac{30\,000 - 20\,100}{0,27 - (-4,83)} \cdot 0,27 = 29\,475 \text{ Вт/м}^2$$

$$f(q_3) = \frac{29\,475^{4/3}}{2,52 \cdot 10^5} + 0,000286 \cdot 29\,475 + \frac{29\,475^{0,4}}{12,43} - 17,0 = -0,02$$

Такую точность определения корня уравнения (а) можно считать достаточной, и $q = 29\,475 \text{ Вт/м}^2$ можно считать истинной удельной тепловой нагрузкой. Тогда требуемая поверхность составит

$$F = 2\,195\,000 / 29\,475 = 74,5 \text{ м}^2$$

В выбранном теплообменнике запас поверхности

$$\Delta = \frac{109 - 74,5}{74,5} 100 = 46,3\%$$

Масса аппарата $M_1 = 3200 \text{ кг}$ (табл. II.10).

Вариант Пи. Требуемая поверхность ближе к номинальной поверхности $F = 73 \text{ м}^2$ теплообменника с трубами высотой $H = 2,0$ м (табл. II.4). Целесообразно проверить возможность использования этого теплообменника. Для этого варианта надо уточнить значение коэффициента A :

$$A = 2,52 \cdot 10^5 \sqrt[3]{3/2} = 2,885 \cdot 10^5$$

Пусть

$$q_1 = 2\,195\,000 / 73 = 30\,100 \text{ Вт/м}^2$$

Тогда

$$f(q_1) = \frac{30\,100^{4/3}}{2,855 \cdot 10^5} + 0,000286 \cdot 30\,100 + \frac{30\,100^{0,4}}{12,43} - 17,0 = -0,16$$

Пусть $q_2 = 30\,700 \text{ Вт/м}^2$. Тогда

$$f(q_2) = \frac{30\,700^{4/3}}{2,855 \cdot 10^5} + 0,000286 \cdot 30\,700 + \frac{30\,700^{0,4}}{12,43} - 17,0 = +0,14$$

Найдем q_3 по формуле (6):

$$q_3 = 30\,700 - \frac{30\,700 - 30\,100}{0,14 - (-0,16)} 0,14 = 30\,420 \text{ Вт/м}^2$$

Тогда

$$f(q_3) = \frac{30\,420^{4/3}}{2,855 \cdot 10^5} + 0,000286 \cdot 30\,420 + \frac{30\,420^{0,4}}{12,43} - 17,0 = 0,0$$

Требуемая поверхность

$$F = 2\,195\,000 / 30\,420 = 72,1 \text{ м}^2$$

В выбранном теплообменнике запас поверхности

$$\Delta = \frac{73 - 72,1}{72,1} 100 = 1,25\%$$

Масса аппарата $M_2 = 2300 \text{ кг}$ (табл. II.10).

Вариант Пии. Аналогичный расчет показывает, что для данной технологической задачи подходит также теплообменник с высотой труб 4,0 м, диаметром кожуха 0,6 м и номинальной поверхностью 81 м^2 (табл. II.4). Для этого варианта корень уравнения (а) $q = 28\,825 \text{ Вт/м}^2$, и требуемая поверхность $F = 76,0 \text{ м}^2$, что обеспечивает запас

$$\Delta = \frac{81 - 76}{76} 100 = 6,6\%$$

Из табл. II.10 видно, что этот аппарат имеет несколько меньшую массу: $M_3 = 2180 \text{ кг}$.

Удельные тепловые нагрузки в рассчитанных аппаратах значительно ниже критической тепловой нагрузки, которая даже в случае кипения жидкости в большом объеме в соответствии с уравнением (II.28) составляет

$$q_{\text{кр}} = 0,14 \cdot 2\,240\,000 \sqrt[3]{0,6515^4} \sqrt[3]{9,81 \cdot 0,0583 \cdot 957} = 1\,223 \text{ кВт/м}^2$$

Следовательно, в рассчитанных аппаратах режим кипения будет пузырьковым. Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи в последнем варианте соответственно равны:

$$\alpha_1 = Aq^{-1/3} = \frac{2,29 \cdot 10^5}{\sqrt[3]{28825}} = 7\,470 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$\alpha_2 = Bq^{0,6} = 12,43 \cdot 28\,825^{0,6} = 5880 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$K = q/\Delta t_{\text{ср}} = 28\,825 / 17,0 = 1697 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

5. ОПТИМАЛЬНЫЙ ВЫБОР НОРМАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОБМЕННОГО АППАРАТА

В зависимости от цели оптимизации в качестве критерия оптимальности могут быть приняты различные параметры: габариты, масса аппарата, удельные энергетические затраты и т. п. Однако наиболее полным и надежным критерием оптимальности (КО) при выборе теплообменного аппарата принято считать [13, 14] универсальный технико-экономический показатель: сумму капитальных и эксплуатационных затрат, отнесенную к одному году нормативного срока окупаемости, или так называемые приведенные затраты Π :

$$\Pi = K/T_n + \text{Э} \quad (II.38)$$

В соответствии с этим критерием наиболее эффективен тот из сравниваемых аппаратов, у которого приведенные затраты минимальны, т. е.

$$КО = \min \Pi = \min (K/T_n + \text{Э}) \quad (II.39)$$

Капитальные затраты K складываются из затрат на изготовление аппарата и его монтаж, причем затраты на монтаж очень малы по сравнению со стоимостью изготовления теплообменника, и ими можно пренебречь. Когда по технологической схеме работа теплообменника неразрывно связана с работой обслуживающих его насосов или компрессоров, в капитальные затраты должна быть включена их полная стоимость или ее часть, пропорциональная доле β мощности, затрачиваемой на преодоление гидравлического сопротивления теплообменника, от всей необходимой мощности на перемещение теплоносителя:

$$K = C_T - \beta_1 C_{H1} + \beta_2 C_{H2} \quad (II.40)$$

Эксплуатационные затраты Э могут быть разделены на две группы: пропорциональные капитальным затратам и не зависящие от капитальных затрат. К первой группе относятся амортизационные отчисления, определяемые коэффициентом k_a , и расходы на текущий ремонт и содержание оборудования, определяемые коэффициентом k_p ; ко второй группе относятся расходы энергии на привод нагнетателей и стоимость теплоносителей:

$$\text{Э} = K(k_a + k_p) + C_3(N_1 + N_2)\tau + G_1 C_1 \tau + G_2 C_2 \tau \quad (II.41)$$

где τ — число часов работы оборудования в году; C_3 — цена единицы электроэнергии; N_1, N_2 — мощности нагнетателей, затрачиваемые на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменника.

Поскольку при решении задачи оптимального выбора теплообменника расходы теплоносителей G_1 и G_2 заданы, затраты на них могут рассматриваться как постоянные, а при поиске оптимального варианта конструкции их можно исключить. Тогда приведенные затраты Π на теплообменник (в руб/год) можно приближенно рассчитывать по формуле:

$$\Pi = (1/T_n + k_a + k_p)(C_T + \beta_1 C_{H1} + \beta_2 C_{H2}) + (N_1 + N_2) C_3 \tau \quad (II.42)$$

Нормативный срок окупаемости T_n в химической промышленности составляет 3—5 лет [15]. Расчет амортизационных отчислений и отчислений на ремонт оборудования для химической промышленности может быть проведен по средним нормам — соответ-

ственно 10 и 5 % от капитальных затрат. Тогда можно принять [14]:

$$1/T_n + k_a + k_p \approx 0,35$$

Цены на теплообменники различных конструкций C_T устанавливаются соответствующим Прейскурантом цен на химическое оборудование [16]. Некоторые сведения, необходимые для решения задач оптимального выбора теплообменных аппаратов, приведены в табл. II.17—II.19.

Таблица II.17. Оптовые цены за кожухотрубчатые теплообменники типа ТН и ТЛ* (в руб за 1 т) в соответствии с [16]

Относительная масса труб в общей массе аппарата, %	Масса аппарата в тоннах									
	до 0,35	0,35—0,75	0,75—1,4	1,4—2,3	2,3—3,8	3,8—5,9	5,9—12,0	12,0—20,0	20,0—35,0	более 35,0

Сталь углеродистая
(кожух ВМ Ст.3, трубы Ст. 10, 20)

До 20	990	850	750	660	595	550	495	455	420	405
30	1020	875	775	680	615	570	515	475	440	430
40	1050	900	795	700	630	590	535	495	460	455
50	1080	925	820	720	660	610	560	520	490	480
60	1120	960	850	745	685	640	585	550	520	505
70	1160	995	880	775	715	665	615	580	550	540
80	1200	1030	910	805	745	705	645	620	590	575

Сталь нержавеющая
(кожух и трубы — сталь X18H10T)

До 20	2235	2045	1900	1770	1690	1625	1550	1490	1445	1420
30	2320	2140	2005	1885	1795	1745	1675	1620	1575	1540
40	2405	2245	2115	1990	1915	1865	1795	1745	1700	1675
50	2510	2365	2220	2105	2025	1980	1920	1870	1825	1800
60	2595	2440	2335	2220	2145	2105	2045	1990	1950	1930
70	2690	2540	2445	2330	2270	2230	2170	2115	2080	2060
80	2785	2640	2550	2445	2380	2340	2290	2240	2205	2185

* Эти цены можно приближенно отнести и к другим кожухотрубчатым теплообменным аппаратам, а также к выпарным аппаратам, у которых относительная масса греющих труб не менее 10 %.

Таблица II.18. Оптовые цены за однопоточные теплообменники типа «Труба в трубе» (в руб за 1 т) в соответствии с [16]

Размеры труб, мм		Масса аппарата в тоннах							
внутренней	наружной	до 0,18	0,18—0,35	0,35—0,75	0,75—1,4	1,4—2,3	2,3—3,8	3,8—5,9	более 5,9

Сталь углеродистая

38×4	60×5	690	645	625	605	585	575	565	545
48×4	89×5	660	625	595	570	550	540	525	500
57×5	89×5	635	600	570	550	530	520	510	490
60×5	133×5	620	585	555	530	510	500	495	470
89×5	160×5	600	560	530	510	490	480	475	450
108×5	160×5	585	550	520	495	480	465	450	435

Сталь нержавеющая

38×4	60×5	2860	2830	2800	2760	2730	2700	2660	2610
48×4	89×5	2745	2710	2680	2650	2620	2600	2570	2485
57×5	89×5	2745	2710	2680	2650	2620	2600	2570	2485

Таблица 11.19. Цены за теплообменники пластинчатые разборные типа ТПР 0,5Е (за штуку) в соответствии с [16]

Исполнение аппарата (материал Х18Н10Т)	Поверхность, м ²	Число пластин, шт.	Масса, кг	Цена, руб
I	10	20	612	1 645
	16	32	690	2 070
	20	40	750	2 125
II	25	48	816	2 255
	31,5	62	1385	2 800
	40	78	1520	3 360
	50	98	1690	3 685
	63	122	1820	3 960
	80	154	2110	4 400
	100	194	2500	5 200
	110	212	2570	5 325
	125	242	2660	5 765
	140	270	2750	6 500
	150	290	2920	6 940
III	160	310	3050	7 245
	300	604	6060	14 290
IV	100	196	2630	5 530
IV	140	280	3210	7 270

Капитальные вложения в насос определяются в зависимости от его установочной мощности:

$$C_{\text{н}} = k_N N_{\text{уст}} \quad (11.43)$$

где k_N — цена изготовления и монтажа единицы мощности насоса с приводом, руб/кВт; $N_{\text{уст}}$ — установочная мощность двигателя, кВт.

В литературе [13] приведены графики зависимости $k_N = f(N_{\text{уст}})$ для насосов различных конструкций, полученные обработкой преysкурантов оптовых цен на насосы. В частности, для одноступенчатых центробежных насосов, перекачивающих воду и другие чистые нейтральные жидкости, подобная зависимость в логарифмических координатах почти прямолинейна. Формула, аппроксимирующая эту зависимость, имеет вид:

$$k_N = 58,1/N_{\text{уст}}^{0,537} \quad (11.44)$$

Цену насоса можно приближенно рассчитать по формуле

$$C_{\text{н}} = k_N N_{\text{уст}} = 58,1 N_{\text{уст}}^{0,463} \quad (11.45)$$

Стоимость электроэнергии колеблется в довольно широких пределах (0,01—0,03 руб/кВт·ч). В среднем можно принять $C_{\text{э}} = 0,02$ руб/кВт·ч, а число часов работы оборудования за год — $\tau = 8000$.

При поиске оптимального варианта из нормализованного ряда аппаратов наиболее простым и надежным оказывается метод полного перебора [14]. Этот метод, предполагающий использование ЭВМ, заключается в последовательном уточненном расчете каждого аппарата из определенной области вариантов однотипной конструкции. Часть из них затем отбрасывается по различного рода ограничениям (превышение требуемой поверхности над нормализованной; заведомо худшие, чем хотя бы у одного из остальных аппаратов, показали — такие как масса и гидравлическое сопротивление; неприемлемые габариты и т. п.). Оставшиеся конкурентноспособные варианты сравниваются по приведенным затратам с целью выбора наилучшего варианта.

Использование метода целенаправленного перебора [17] позволяет по результатам расчета нескольких ориентировочно выбранных вариантов уточнить стратегию дальнейшего поиска, отказавшись от рас-

чета значительного числа заведомо худших вариантов. Например, просчет всех вариантов многоходовых кожухотрубчатых теплообменников с одинаковыми размерами труб и кожуха нецелесообразен, если для данной задачи оказалась достаточной нормализованная поверхность одноходового, так как при той же массе эти теплообменники будут иметь большее гидравлическое сопротивление. В другом случае, если оказалась недостаточной нормализованная поверхность шестиходового теплообменника, то следует отказаться от просчета четырех- и двухходовых с теми же размерами труб и кожуха, так как их нормализованные поверхности заведомо окажутся недостаточными.

При выборе нескольких начальных вариантов можно руководствоваться рекомендуемыми на основании практического опыта ориентировочными значениями коэффициентов теплопередачи и скоростей теплоносителей или чисел Рейнольдса.

Достоинством технико-экономического критерия оптимальности является то, что только этот критерий позволяет выбрать наилучший вариант среди аппаратов различных типов конструкций. При этом окончательный выбор осуществляется из аппаратов, лучших среди однотипных.

Для иллюстрации методики оптимального выбора нормализованного теплообменника рассмотрим пример.

Пример 6. Выбор оптимального варианта холодильника жидкости (дополнение к примерам 1 и 2)

Выбрать из пяти конкурентноспособных вариантов холодильника кубовой жидкости (двух кожухотрубчатых и трех пластинчатых), рассчитанных в примерах 1 и 2, наилучший, удовлетворяющий технико-экономическому критерию — минимуму приведенных затрат.

В примере 1 методом целенаправленного перебора было рассчитано четыре варианта кожухотрубчатых холодильников органической жидкости, из которых лишь два оказались конкурентноспособными: первый и четвертый. Лучший из них, т. е. оптимальный в своем классе конструкций, необходимо сравнить с лучшим из трех конкурентноспособных пластинчатых теплообменников, рассчитанных в примере 2 для той же технологической задачи.

Технологические условия задачи диктуют ряд ограничений, которые надо иметь в виду при этих расчетах. Во-первых, примем условно, что в данном примере кожухотрубчатые теплообменники могут быть комбинированного исполнения по материалу (см. ГОСТ 15120—79, ГОСТ 15122—79 и [18]), а именно: трубы, распределительные камеры и крышки должны быть изготовлены из нержавеющей стали, а кожух — из углеродистой. Во-вторых, допустим, что кубовая жидкость может двигаться самотеком, если гидравлическое сопротивление трубного пространства не превышает 10 000 Па. В противном случае в схеме должен быть предусмотрен насос, и его стоимость необходимо учесть при расчете приведенных затрат. В-третьих, предположим, что насосы для подачи охлаждающей воды обслуживают параллельно большое число других потребителей и потому пренебрежем соответствующей долей капиталовложений в насосы, но учтем энергетические затраты на прокачивание воды через теплообменник.

К варианту Iк.

$M = 3130$ кг, $\Delta p_{тр} = 3768$ Па, $\Delta p_{мтр(вода)} = 14455$ Па
 Масса труб
 $M_{тр} = \pi d_{ср} \delta_{тр} L n p_{ст} = \pi 0,023 \cdot 0,002 \cdot 6,0 \cdot 206 \cdot 7850 = 1400$ кг
 Доля массы труб от массы всего теплообменника
 $c = (1400/3130) 100 = 44,7\%$

Цена единицы массы теплообменника (табл. II, 17) из нержавеющей стали
 $\text{цн. ст} = 2,025$ руб/кг, из углеродистой стали $\text{ц. ст} = 0,660$ руб/кг.
 Масса кожуха (толщина кожуха диаметром 600 мм по ГОСТ 15120—79 $\delta_k = 15$ мм):
 $M_k = \pi D_k \delta_k L p_{ст} = \pi 0,6 \cdot 0,015 \cdot 6,0 \cdot 7850 = 1330$ кг

Цена теплообменника
 $\text{Ц}_T = 1330 \cdot 0,66 + (3130 - 1330) 2,025 = 879 + 3645 = 4524$ руб

Насос для кубовой жидкости не нужен, ее можно пустить самотеком, так как $\Delta p_{тр} < 10000$ Па. Энергетические затраты на прокачивание воды по межтрубному пространству с учетом к. п. д. насосной установки, равного $\eta = \eta_n \eta_{дв} \eta_{пер} = 0,7 \times 0,95 \cdot 0,95 = 0,63$, составят:

$$N_2 = \frac{\Delta p_{мтр} G_2}{\eta p_2 1000} = \frac{14455 \cdot 21,8}{0,63 \cdot 996 \cdot 1000} = 0,502 \text{ кВт}$$

Приведенные затраты

$$\text{П}_{Iк} = 0,35 \cdot 4524 + 0,502 \cdot 0,02 \cdot 8000 = 1583 + 80,4 = 1663,4 \text{ руб/год}$$

К варианту IVк

$M = 3550$ кг, $\Delta p_{тр} = 3712$ Па, $\Delta p_{мтр(вода)} = 3728$ Па
 Результаты расчета: $M_{тр} = 1645$ кг, $M_k = 888$ кг, $\text{Ц}_T = 5975$ руб, $N_2 = 0,1294$ кВт.

$$\text{П}_{IVк} = 0,35 \cdot 5975 + 0,1294 \cdot 0,02 \cdot 8000 = 2092 + 20,7 = 2112,7 \text{ руб/год}$$

Лучшим среди кожухотрубчатых оказался теплообменник по варианту Iк.

Рассмотрим конкурирующие пластинчатые теплообменники.

К варианту Iп

$M = 2040$ кг, $\Delta p_1 = 785$ Па, $\Delta p_2(вода) = 8685$ Па

Оптовая цена теплообменника из нержавеющей стали (табл. II.19) $\text{Ц}_T = 4400$ руб. Насос для кубовой жидкости не нужен, так как $\Delta p_1 < 10000$ Па. Энергетические затраты на прокачивание воды

$$N_2 = \frac{8685 \cdot 21,8}{0,63 \cdot 996 \cdot 1000} = 0,301 \text{ кВт}$$

Приведенные затраты

$$\text{П}_{Iп} = 0,35 \cdot 4400 + 0,301 \cdot 0,02 \cdot 8000 = 1540 + 48,1 = 1588,1 \text{ руб/год}$$

К варианту IIп

$M = 1810$ кг, $\Delta p_1 = 1091$ Па, $\Delta p_2 = 11925$ Па,

Результаты расчета: $\text{Ц}_T = 3960$ руб, $N_2 = 0,414$ кВт.
 Приведенные затраты:

$$\text{П}_{IIп} = 0,35 \cdot 3960 + 0,414 \cdot 0,02 \cdot 8000 = 1385 + 66,2 = 1451,2 \text{ руб/год}$$

К варианту IIIп

$M = 1655$ кг, $\Delta p_1 = 9225$ Па, $\Delta p_2 = 97305$ Па

Результаты расчета: $\text{Ц}_T = 3685$ руб, $N_2 = 3,38$ кВт.
 Приведенные затраты:

$$\text{П}_{IIIп} = 0,35 \cdot 3685 + 3,38 \cdot 0,02 \cdot 8000 = 1290 + 540 = 1830,0 \text{ руб/год}$$

Из расчетов следует, что оптимальным в своем классе оказался второй вариант пластинчатого теплообменника. Он же оказался более экономичным, чем лучший кожухотрубчатый теплообменник.

Для наглядности результаты расчетов сведены в таблицу:

Технико-экономические показатели	Вариант				
	Iк	IVк	Iп	IIп	IIIп
D, м	0,6	0,8	—	—	—
L, м	6,0	3,0	—	—	—
L ₁ , м*	—	—	2,75	2,38	2,20
K, Вт/(м ² ·К)	874	770	918	1022	1435
F, м ²	94,6	107,5	69,3	62,3	44,3
M, кг	3130	3550	2040	1810	1665
N ₂ , кВт	0,50	0,13	0,30	0,414	3,38
0,35 Ц _T , руб/год	1583	2092	1540	1385	1290
N ₂ Ц _{эT} , руб/год	80	21	48	66	540
П, руб/год	1663	2113	1588	1451	1830

* Остальные габаритные размеры: $L_2 \times H = 0,76 \text{ м} \times 1,95 \text{ м}$ (см. рис. II.12).

Из таблицы видно, что разница в приведенных затратах между оптимальным вариантом IIп и наименее эффективным из конкурировавших IVк составляет 662 руб/год, или 31,4 %.

При решении задачи оптимального выбора теплообменника из нормализованного ряда число конкурентоспособных вариантов может быть увеличено, если снять или ослабить некоторые ограничения технологического характера. Например, можно допустить небольшое увеличение (в пределах 5—10 %) расхода охлаждающей воды без учета соответствующего увеличения затрат на нее. Это целесообразно в тех случаях, когда требуемая поверхность теплопередачи конкурентоспособного варианта несколько меньше, чем ее нормализованное значение. Так, в примере 1 требуемая поверхность для варианта Iк оказалась всего на 0,2 м² больше нормализованной, и он был отброшен как непригодный. Однако если допустить увеличение расхода охлаждающей воды всего на 5 %, средняя движущая сила увеличится на 0,3 град. ($\Delta t_{ср} = 22,3$ град.), коэффициент теплоотдачи к воде увеличится в $(1,05)^{0,6}$ раза [$\alpha_2 = 4440$ Вт/(м²·К)], коэффициент теплопередачи увеличится до $K = 1050$ Вт/(м²·К). При этом требуемая поверхность составит $F = 77,8$ м², и нормализованная поверхность (79,0 м²) станет достаточной с запасом $\Delta = 1,54$ %.

Этот вариант будет иметь следующие технико-экономические показатели:

$M = 2500$ кг, $\Delta p_{тр} = 29490$ Па, $\Delta p_{мтр(вода)} = 13830$ Па,
 $N_2 = 0,504$ кВт, $\text{Ц}_T = 3855$ руб

Чтобы использовать такой теплообменник, требуется дополнительно установить насос для кубового остатка, так как по условию примера 6 самотек возможен только при $\Delta p_{тр} < 10000$ Па. При этом

$$N_{1, \text{сет}} = 0,285 \text{ кВт, } \text{Ц}_H = 32,5 \text{ руб}$$

Приведенные затраты:

$$\text{П}_{Iк} = 0,35 (3855 + 32,5) + (0,285 + 0,504) \cdot 0,02 \cdot 8000 = 1360 + 126,2 = 1486,2 \text{ руб/год}$$

Сопоставление с результатами расчетов в примере 6 показывает, что этот вариант является лучшим среди кожухотрубчатых теплообменников и лишь немного уступает лучшему пластинчатому теплообменнику.

Другой путь расширения оптимальной задачи — проектирование многосекционной схемы передачи

тепла [14]. При этом один аппарат заменяется несколькими аппаратами меньшего размера, соединенными параллельно или последовательно. Обычно к нескольким секциям прибегают в случае больших тепловых потоков или больших расходов теплоносителей. Несмотря на определенные недостатки многосекционной компоновки (большее количество арматуры, необходимость равномерной раздачи потоков и т. п.), по технико-экономическому критерию она может оказаться оптимальной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев В. А., Колич Т. А., Соколовский В. С., Темкин Р. М. Краткий справочник по теплообменным аппаратам. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962. 255 с.
2. Кутателадзе С. С., Боршанский В. М. Справочник по теплопередаче. М.—Л., Госэнергоиздат, 1959. 414 с.
3. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1981. 560 с.
4. Краснощечков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче. М., Энергия, 1969. 264 с.
5. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М., Энергия, 1967. 411 с.
6. Касаликин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1973. 752 с.

7. Исаченко И. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М., Энергия, 1975. 480 с.
8. Каталог. Пластинчатые теплообменники. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974. 60 с.
9. Штербачек Э., Тауск П. Перемешивание в химической промышленности. Пер. с чешск. Под ред. И. С. Павлушенко. Л., Госхимиздат, 1963. 416 с.
10. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М., Энергия, 1973. 319 с.
11. Каталог-справочник. Химическая аппаратура из графитовых материалов. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968.
12. Плановский А. Н., Рамм В. М., Каган С. З. Процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1967. 848 с.
13. Клименко А. П., Калевец Г. Е. Расчет теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах. М.—Л., «Энергия», 1966. 272 с.
14. Маньковский О. Н., Толчинский А. Р., Александров М. В. Теплообменная аппаратура химических производств. Л., «Химия», 1976. 368 с.
15. Альперт Л. З. Основы проектирования химических установок. Изд. 2-е. М., Высшая школа, 1976. 328 с.
16. Прейскурант № 23—03. Оптовые цены на химическое оборудование. Ч. II. Нефтехимическое оборудование. М., Прейскурантгиз, 1971. 63 с.; 1981. 65 с.
17. Мартюшин С. И., Карцев Е. В. Расчет теплообменников с применением ЭВМ, методические указания по курсовому проектированию. М., МХТИ, 1979.
18. Лащинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Л., Машиностроение, 1970. 752 с.

ГЛАВА III

РАСЧЕТ МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — удельная поверхность контакта фаз;
 a_n — удельная поверхность насадки;
 ϵ — концентрация распределяемого компонента;
 c_p — изобарная теплоемкость;
 d — размер дисперсных частиц;
 E — коэффициент продольного перемешивания;
 E_0 — локальная эффективность ступени;
 E_M — эффективность ступени по Мэрффи;
 F — межфазная поверхность; расход исходной смеси (в ректификации);
 G — массовый расход газа;
 h — частная (фазовая) высота единицы переноса;
 H_0 — общая высота единицы переноса;
 H — высота рабочей зоны аппарата;
 i — удельная энтальпия жидкой фазы;
 I — удельная энтальпия газа или пара;
 K — коэффициент массопередачи;
 L — массовый расход жидкости;
 M — массовый поток распределяемого компонента;
 n_0 — общее число единиц переноса;
 p — давление;
 P — расход дистиллята;
 R — флегмовое число;
 t, T — температура;
 V — объемный расход;
 ω — фиктивная скорость;
 W — расход кубового остатка;
 β — коэффициент массоотдачи;
 ϵ — свободный объем (порозность) слоя твердых частиц или насадки;
 μ — вязкость;
 ρ — плотность;
 σ — межфазное поверхностное натяжение.
- Индексы:
 x — фаза, концентрация в которой обозначена x, X или c_x ;
 y — фаза, концентрация в которой обозначена y, Y, c_y или c ;
 c — сплошная фаза;
 n — начальная величина (на входе в аппарат);
 k — конечная величина (на выходе из аппарата).

Массообменные процессы весьма многообразны. Они отличаются агрегатным состоянием взаимодействующих фаз, характером их движения в аппарате, наличием параллельно протекающих процессов теплообмена. Этим обусловлено большое разнообразие применяемых на практике конструкций массообменных аппаратов. В той или иной степени различаются и методы их расчета. Рассмотрим наиболее распространенные в технике массообменные процессы: непрерывные процессы абсорбции и жидкостной экстракции в противоточных аппаратах; непрерывную ректификацию бинарных систем; периодические процессы с участием неподвижного слоя твердой фазы.

1. АБСОРБЦИЯ И ЖИДКОСТНАЯ ЭКСТРАКЦИЯ

Аппараты, применяемые для массообменных процессов, в частности для абсорбции и экстракции, можно разделить на две группы: с непрерывным контактом фаз и со ступенчатым контактом фаз. К первым относятся, например, распылительные и насадочные колонны, ко вторым можно отнести тарельчатые колонны, смесительно-отстойные экстракторы. На рис. III.1 даны схемы аппаратов обоих типов применительно к абсорбции.

При рассмотрении методов расчета абсорбции и жидкостной экстракции ограничимся простыми случаями, когда процесс осуществляется в соответствии со схемами, показанными на рис. III.1. Кроме того, будем считать, что в массопереносе участвует лишь один из компонентов системы. Тогда каждую фазу можно считать бинарным раствором, состоящим из распределяемого компонента (вещество, участвующее в массопереносе) и инертного компонента (остальные вещества). Для характеристики составов фаз в этом случае достаточно указать концентрацию распределяемого компонента, а равновесие между фазами можно описать одной функцией — функцией

Таблица III.1. Обозначение составов и расходов фаз для абсорбции и жидкостной экстракции

Единицы измерения концентрации и расхода	Исходная смесь		Очищенная смесь		Абсорбент	Экстрагент	Абсорбент	Экстрагент
	газовая	жидкая	газовая	жидкая	на входе в аппарат		на выходе из аппарата	
масс. доли или мол. доли	y_n	x_n	y_k	x_k	x_n	y_n	x_k	y_k
кг/м ³ или кмоль/м ³	c_{y_n}	c_{x_n}	c_{y_k}	c_{x_k}	c_{x_n}	c_{y_n}	c_{x_k}	c_{y_k}
кг/кг ин. комп. или кмоль/кмоль ин. комп.	Y_n	X_n	Y_k	X_k	X_n	Y_n	X_k	Y_k
кг/с или кмоль/с	G_n	G_{x_n}	G_k	G_{x_k}	L_n	V_n	L_k	G_{y_k}
м ³ /с	V_{y_n}	V_{x_n}	V_{y_k}	V_{x_k}	V_{x_n}	V_{y_n}	V_{x_k}	V_{y_k}
кг ин. комп./с или кмоль ин. комп./с	G_{y_n}	$G_{x_{ин}}$	G_{y_k}	$G_{x_{ин}}$	$L_{ин}$	$G_{y_{ин}}$	$L_{ин}$	$G_{y_{ин}}$

распределения между контактирующими фазами распределяемого вещества:

$$y = f(x) \quad (III.1)$$

где y и x — концентрации распределяемого компонента в фазах в произвольных единицах.

В тех случаях, когда концентрация в какой-либо из фаз должна находиться на линии равновесия, будем обозначать ее $y^*(x)$ или $x^*(y)$. В частном случае функция равновесного распределения может быть линейной. Нелинейную функцию распределения обычно можно разбить на ряд частей и аппроксимировать каждую часть линейной зависимостью:

$$y = mx + m_0 \quad (III.2)$$

Обозначения, которые будут использованы для характеристики расходов и составов фаз, приведены в табл. III.1. Расходы и концентрации внутри аппарата будем обозначать теми же буквами, что и соответствующие начальные и конечные величины, но без индексов «к» или «н». В аппаратах со ступенчатым контактом фаз для межступенчатых расходов и концентраций будем применять обозначения с индексами, соответствующими номеру ступени, из которой выходит та или иная фаза. Так, для тарельчатого абсорбера G_2 означает массовый или мольный расход

газа, выходящего со второй тарелки, а x_3 — массовую или мольную долю распределяемого компонента в жидкости, стекающей с третьей тарелки.

1.1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС

Материальный баланс непрерывного процесса абсорбции* можно представить следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} G_n y_n - G_k y_k &= L_k x_k - L_n x_n = M \\ G_k &= G_n - M \\ L_k &= L_n + M \end{aligned} \quad (III.3)$$

Здесь M — массовый поток распределяемого компонента из газовой фазы в жидкую во всем аппарате. Обычно в качестве исходных данных при проектировании задаются: расход и состав исходной смеси, конечная концентрация разделяемой смеси или степень извлечения распределяемого компонента, начальный состав абсорбента или экстрагента. Тогда,

* Большинство приведенных в этом разделе уравнений написаны применительно к абсорбции. Аналогичные уравнения, но с соответствующими обозначениями, можно написать не только для жидкостной экстракции, но и для других процессов, осуществляемых по схеме, показанной на рис. III.1, т. е. для десорбции, непрерывной адсорбции, конвективной сушки и др.

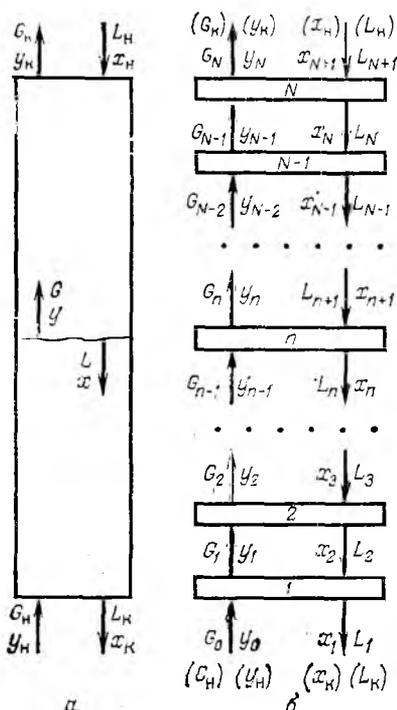


Рис. III.1. Схемы противоточных аппаратов:

а — с непрерывным контактом фаз; б — со ступенчатым контактом фаз при числе ступеней N .

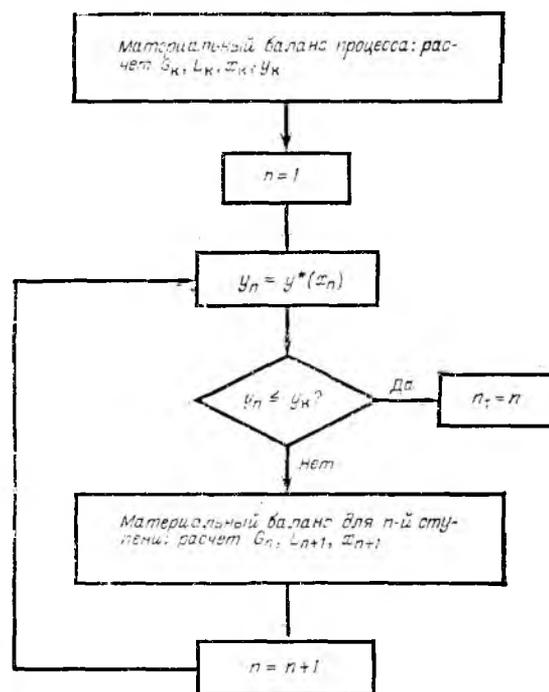


Рис. III.2. Схема расчета числа теоретических ступеней для изотермических процессов.

задаваясь расходом абсорбента или экстрагента, можно найти конечные расходы и составы обеих фаз.

Составление материальных балансов иногда заметно упрощается, если расходы выражать через массовые или мольные расходы инертных компонентов фаз, а концентрации — через относительные массовые или мольные концентрации:

$$Y = \frac{y}{1-y} \quad X = \frac{x}{1-x} \quad (III.4)$$

Материальный баланс абсорбции в этом случае можно представить уравнениями:

$$\begin{aligned} G_{IIH} (Y_H - Y_K) &= L_{IIH} (X_K - X_H) = M \\ G_{IIH} &= \frac{G_H}{1+Y_H} = \frac{G_K}{1+Y_K} \\ L_{IIH} &= \frac{L_H}{1+X_H} = \frac{L_K}{1+X_K} \end{aligned} \quad (III.5)$$

Часто для характеристики состава фаз применяют массовые или мольные объемные концентрации (в кг/м³ или кмоль/м³). При использовании этих концентраций система уравнений (III.3) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} V_{yH} c_{yH} - V_{yK} c_{yK} &= V_{xK} c_{xK} - V_{xH} c_{xH} = M \\ G_{yK} &= \rho_{yK} V_{yK} = \rho_{yH} V_{yH} = M \\ L_{xK} &= \rho_{xK} V_{xK} = \rho_{xH} V_{xH} = M \end{aligned} \quad (III.6)$$

где ρ_{yH} и ρ_{yK} — соответственно начальная и конечная плотности газовой фазы; ρ_{xH} и ρ_{xK} — то же для жидкой фазы.

В качестве меры очистки исходной смеси от распределяемого компонента в процессах абсорбции и экстракции иногда используют степень извлечения s . Для абсорбции величина s определяется следующим образом:

$$s = \frac{M}{G_{IIH}} = \frac{y_H - y_K}{y_H - y_{IIH}} = \frac{Y_H - Y_K}{Y_H} = \frac{\rho_{yK} - \rho_{yH} (c_{yK}/c_{yH})}{\rho_{yK} - c_{yK}} \quad (III.7)$$

Максимально достижимая степень извлечения s_{\max} определяется из условия равновесия уходящей из аппарата разделяемой смеси с поступающим в аппарат абсорбентом или экстрагентом. Для абсорбции s_{\max} равна:

$$\begin{aligned} s_{\max} &= \frac{y_H - y^*(x_H)}{y_H - y_{IIH} y^*(x_H)} = \frac{Y_H - Y^*(X_H)}{Y_H} = \\ &= \frac{\rho_{yK} - \rho_{yH} \frac{c_y^*(c_{xH})}{c_{yH}}}{\rho_{yK} - c_y^*(c_{xH})} \end{aligned} \quad (III.8)$$

Уравнения внутреннего материального баланса (уравнения рабочих линий) для процесса абсорбции в противоточных аппаратах с непрерывным контактом фаз могут быть представлены в следующем виде:

$$y = \frac{L}{G} x + \frac{G_H}{G} y_H - \frac{L_K}{G} x_K \quad (III.9)$$

$$y = \frac{L}{G} x + \frac{G_K}{G} y_K - \frac{L_H}{G} x_H$$

$$Y = \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X + Y_H - \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X_K \quad (III.9,a)$$

$$Y = \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X + Y_K - \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X_H$$

$$c_y = \frac{V_x}{V_y} c_x + \frac{V_{yH}}{V_y} c_{yH} - \frac{V_{xK}}{V_y} c_{xK} \quad (III.9,b)$$

$$c_y = \frac{V_x}{V_y} c_x + \frac{V_{yK}}{V_y} c_{yK} - \frac{V_{xH}}{V_y} c_{xH}$$

Эти уравнения связывают концентрации взаимодействующих фаз внутри аппарата при движении их в режиме идеального вытеснения. При выражении составов фаз в относительных концентрациях уравнения рабочих линий линейны. Если используются другие размерности концентраций, то рабочие линии — кривые. Кривизна их, однако, обычно невелика.

Для противоточных аппаратов со ступенчатым контактом фаз (рис. III.1, б) уравнения рабочих линий обычно записывают в следующем виде:

$$y_n = \frac{L_{n+1}}{G_n} x_{n+1} + \frac{G_H}{G_n} y_H - \frac{L_K}{G_n} x_K \quad (III.10)$$

$$y_n = \frac{L_{n+1}}{G_n} x_{n+1} + \frac{G_K}{G_n} y_K - \frac{L_H}{G_n} x_H$$

$$Y_n = \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X_{n+1} + Y_H - \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X_K \quad (III.10,a)$$

$$Y_n = \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X_{n+1} + Y_K - \frac{L_{IIH}}{G_{IIH}} X_H$$

$$c_{yn} = \frac{V_{x,n+1}}{V_{yn}} c_{x,n+1} + \frac{V_{yH}}{V_{yn}} c_{yH} - \frac{V_{xH}}{V_{yn}} c_{xH} \quad (III.10,b)$$

$$c_{yn} = \frac{V_{x,n+1}}{V_{yn}} c_{x,n+1} + \frac{V_{yK}}{V_{yn}} c_{yK} - \frac{V_{xH}}{V_{yn}} c_{xH}$$

Эти уравнения связывают межступенчатые концентрации взаимодействующих фаз: y_n и x_{n+1} ; Y_n и X_{n+1} ; c_{yn} и $c_{x,n+1}$. Они справедливы при отсутствии обратного перемешивания между ступенями (структура потоков внутри ступеней может быть произвольной).

1.2. РАСЧЕТ ЧИСЛА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ СТУПЕНЕЙ

В соответствии с обозначениями на рис. III.1, б для теоретических ступеней должно соблюдаться условие:

$$y_n = y^*(x_n) \quad \text{или} \quad x_n = x^*(y_n) \quad (III.11)$$

Для изотермических процессов равновесие между фазами является только функцией их состава. В этом случае расчет числа теоретических ступеней, необходимых для осуществления того или иного процесса, заключается в последовательном, от ступени к ступени определении концентраций фаз, выходящих из теоретических ступеней, с помощью уравнений (III.11) и уравнений внутреннего материального баланса (рабочих линий). В основе расчета лежит модель аппарата со ступенчатым контактом фаз, причем каждая ступень считается теоретической.

На рис. III.2 показана схема расчета числа теоретических ступеней применительно к абсорбции. Сначала составляют материальный баланс процесса и находят конечные расходы и составы фаз (начальные расходы и составы, а также степень извлечения предполагаются заданными). Затем по уравнению (III.11) находят для первой ступени (см. рис. III.1, б) состав уходящего с нее газа. Из уравнения материального баланса для первой ступени можно найти расход газа, уходящего с первой ступени:

$$G_n = \frac{G_{n-1} (1 - y_{n-1})}{1 - y_n} \quad (III.12)$$

и расход жидкости, поступающей на нее со второй ступени:

$$L_{n+1} = L_n + G_n - G_{n-1} \quad (III.13)$$

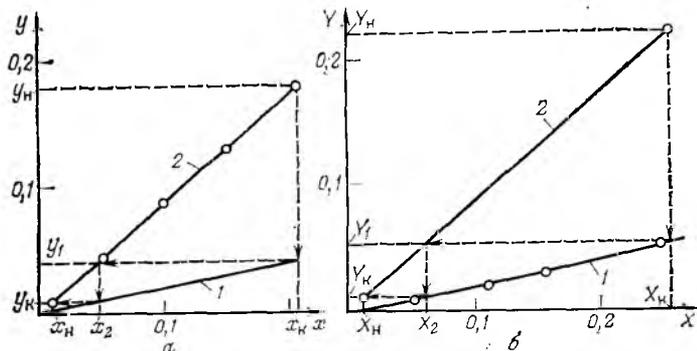


Рис. III.3. Графическое определение числа теоретических ступеней (к примеру 1):

а — концентрации в мол. долях; б — концентрации в кмоль/кмоль ин. комп.; 1 — линия равновесия; 2 — рабочая линия.

Состав жидкости, стекающей со второй ступени, находят по уравнению рабочей линии. Из условия равновесия находят состав газа, уходящего со второй ступени, а из материального баланса для второй ступени определяют расход уходящего с нее газа, а также расход и состав жидкости, стекающей с третьей ступени.

Последовательный расчет расходов и составов фаз для всех ступеней продолжается до тех пор, пока концентрация распределяемого компонента в газе не станет равной (или меньшей) его конечной концентрации. Номер этой ступени равен минимальному числу теоретических ступеней n_T , при котором может быть достигнута заданная степень извлечения при данном расходе абсорбента. Если составы фаз выражаются в $\text{кг}/\text{м}^3$ или $\text{кмоль}/\text{м}^3$, то при численном расчете необходимо находить плотности фаз на всех ступенях.

Последовательность расчетных операций, показанную на рис. III.2, часто выполняют графически, строя ступенчатую линию между рабочей линией и линией равновесия (см. рис. III.3). Графический метод менее точен, однако позволяет при большом числе теоретических ступеней произвести расчет гораздо быстрее. Численный метод может быть ускорен благодаря применению ЭВМ.

Пример 1. Абсорбцию паров *n*-гексана из смеси с метаном предполагается производить парафинистым поглотительным маслом, содержащим 1 мол. % гексана. Концентрация гексана в исходной смеси 18 мол. %, ее расход 0,1 кмоль/с. Определить: а) максимально возможную степень извлечения; б) необходимое число теоретических ступеней при степени извлечения $s = 0,956$ и расходе абсорбента 0,07 кмоль/с. Расчет числа теоретических ступеней провести численно и графически.

Принять, что вследствие охлаждения абсорбция будет протекать приблизительно в изотермических условиях при 25 °С и при нормальном давлении. Абсорбцией метана и испарением поглотительного масла пренебречь.

Равновесие между фазами. Растворы гексана в парафинистом масле можно считать идеальными. Тогда коэффициент распределения гексана будет определяться законом Рауля. Зависимость давления насыщенного пара *n*-гексана от температуры описывается следующим интерполяционным уравнением [1]:

$$\lg p^0 = 6,87776 - \frac{1171,53}{224,37 + t}$$

где p^0 — давление насыщенного пара гексана в мм рт. ст.; t — температура в °С. При 25 °С по этому уравнению получим $p^0 = 151,3$ мм рт. ст. Следовательно, при равновесии

$$y^* = \frac{p^0}{p} x = \frac{151,3}{760} x = 0,1991x$$

Таким образом, при выражении концентраций в мольных долях равновесное распределение гексана описывается уравнением (III.2), в котором $m = 0,1991$, $m_0 = 0$.

Максимальная степень извлечения. Наибольшую степень извлечения, которую в данном случае можно получить, вычислим по уравнению (III.8):

$$s_{\max} = \frac{y_n - y^*(x_n)}{y_n - y_n y^*(x_n)} = \frac{y_n - mx_n}{y_n - y_n mx_n} = \frac{0,18 - 0,1991 \cdot 0,01}{0,18 - 0,18 \cdot 0,1991 \cdot 0,01} = 0,991$$

Таким образом, при данных условиях можно извлечь не более 99,1 % гексана, содержащегося в исходной смеси. Бóльшей степени извлечения можно достичь за счет уменьшения начальной концентрации гексана в поглотительном масле, снижения температуры или повышения давления.

Численный расчет числа теоретических ступеней. Из уравнений (III.7) и (III.3) следует:

$$M = sy_n G_n = 0,956 \cdot 0,18 \cdot 0,1 = 0,01721 \text{ кмоль/с}$$

$$G_k = G_n - M = 0,1 - 0,01721 = 0,08279 \text{ кмоль/с}$$

$$L_n = L_n + M = 0,07 + 0,01721 = 0,08721 \text{ кмоль/с}$$

$$y_k = \frac{G_n y_n - M}{G_k} = \frac{0,1 \cdot 0,18 - 0,01721}{0,08279} = 0,0095 \text{ мол. доли}$$

$$x_k = \frac{L_n x_n + M}{L_k} = \frac{0,07 \cdot 0,01 + 0,01721}{0,08721} = 0,2054 \text{ мол. доли}$$

Число теоретических ступеней определим по схеме, показанной на рис. III.2, проводя последовательный расчет составов и расходов фаз начиная с первой по ходу газа ступени.

В соответствии с обозначениями на рис. III.1 имеем:

$$L_1 = L_k = 0,08721 \text{ кмоль/с}$$

$$x_1 = x_k = 0,2054 \text{ мол. доли}$$

$$C_0 = G_n = 0,1 \text{ кмоль/с}$$

$$y_0 = y_n = 0,18 \text{ мол. доли}$$

Концентрацию гексана в газе, уходящем с первой ступени, находим по уравнению (III.11):

$$y_1 = mx_1 = 0,1991 \cdot 0,2054 = 0,0409 \text{ мол. доли}$$

Поскольку концентрация больше той, которую надо получить на выходе газа из аппарата ($y_k = 0,0095$ мол. доли), то одной теоретической ступени при заданной степени извлечения недостаточно. Поэтому продолжаем расчет. По уравнениям (III.12) и (III.13) определяем расход газа, уходящего с первой ступени:

$$G_1 = \frac{G_0 (1 - y_0)}{1 - y_1} = \frac{0,1 (1 - 0,18)}{1 - 0,0409} = 0,0855 \text{ кмоль/с}$$

и расход жидкости, поступающей на первую ступень со второй:

$$L_2 = G_1 + L_1 - G_0 = 0,0855 + 0,08721 - 0,1 = 0,07271 \text{ кмоль/с}$$

Далее решая уравнение рабочей линии (III.10) относительно концентрации в жидкой фазе, находим состав жидкости, поступающей на первую ступень:

$$x_2 = \frac{G_1}{L_2} y_1 - \frac{G_n}{L_2} y_n + \frac{L_k}{L_2} x_k = \frac{0,0855}{0,07271} \cdot 0,0409 - \frac{0,1}{0,07271} \cdot 0,18 + \frac{0,08721}{0,07271} \cdot 0,2054 = 0,0469 \text{ мол. доли}$$

Эту концентрацию можно найти и проще — из материального баланса для инертного компонента жидкой фазы:

$$x_2 = 1 - \frac{L_1 (1 - x_1)}{L_2} = 1 - \frac{0,08721 (1 - 0,2054)}{0,07271} = 0,0469 \text{ мол. доли}$$

Составление материального баланса для первой ступени закончено. Определены составы и расходы поступающих на нее и выходящих с нее фаз. Переходим ко второй ступени.

Из уравнения (III.11) находим:

$$y_2 = mx_2 = 0,1991 \cdot 0,0469 = 0,00934 \text{ мол. доли}$$

Эта концентрация несколько меньше конечной концентрации в газе, которую требуется достичь в данном случае. Следовательно, для заданной степени извлечения гексана достаточно двух теоретических ступеней.

Графическое определение числа теоретических ступеней. Для графического определения числа теоретических ступеней надо построить равновесную

в рабочую линию. Если в данном случае составы фаз выражать и мольных долях, то линия равновесия будет прямой, соответствующей уравнению $y = 0,1991x$; рабочую линию надо построить по уравнению (III.9). Для этого задаемся рядом значений x и находим соответствующие им значения L и G :

$$L = \frac{L_K(1-x_K)}{1-x} = \frac{0,08721(1-0,2054)}{1-x} = \frac{0,0693}{1-x}$$

$$G = G_K - L_K + L = 0,1 - 0,08721 + L = 0,0128 + L$$

Подставляя x , L и G в уравнение (III.9), определяем рабочие концентрации в газе, соответствующие заданным значениям x . Результаты этих расчетов приведены ниже:

x , мол. доли	L , кмоль/с	G , кмоль/с	y , мол. доли
$x_K = 0,01$	0,07	0,0828	0,0095
0,05	0,073	0,0857	0,0436
0,10	0,077	0,0898	0,0868
0,15	0,0815	0,0943	0,13
$x_K = 0,2054$	0,0872	0,1	0,18

Величины y и x являются координатами рабочей линии при выражении составов в мольных долях. Построение рабочей и равновесной линий (рис. III, 3 а) и проведение между ними ступенчатой линии приводят к тому же результату, что и численный расчет: для осуществления данного процесса необходим аппарат, эквивалентный приблизительно двум теоретическим ступеням.

Если составы фаз характеризовать относительными мольными концентрациями (в кмоль/кмоль инертного компонента), то рабочая линия будет прямой, а линия равновесия — кривой. Результаты пересчета равновесных составов в относительные мольные концентрации (по уравнениям III.4) приведены ниже:

x , мол. доли	$y^* = 0,1991x$, мол. доли	$X = \frac{x}{1-x}$, кмоль/кмоль ин. комп.	$Y = \frac{y}{1-y}$, кмоль/кмоль ин. комп.
0,05	0,0096	0,0526	0,0101
0,10	0,0199	0,111	0,0203
0,15	0,0299	0,176	0,0308
0,20	0,0398	0,25	0,0415
0,25	0,0498	0,333	0,0524

Для построения рабочей линии достаточно найти координаты двух ее точек: X_K, Y_K и X_K, Y_K . Из уравнения (III.4) находим: $X_K = 0,0101$, $Y_K = 0,0096$ и $X_K = 0,258$, $Y_K = 0,220$ кмоль/кмоль ин. комп. Графическое определение числа теоретических ступеней при использовании относительных мольных концентраций показано на рис. III.3, б.

В тех случаях, когда рабочая и равновесная линии прямые, и, следовательно, соотношение расходов фаз не меняется, число теоретических ступеней можно рассчитать аналитически. Тогда для абсорбции

$$n_T = \frac{\lg \left[\frac{Y_K - mX_K - m_0}{Y_K - mX_K - m_0} \right]}{\lg \left(\frac{L_{ин}}{mG_{ин}} \right)}, \quad \text{если } \frac{L_{ин}}{mG_{ин}} \neq 1 \quad (\text{III.14})$$

$$n_T = \frac{Y_K - Y_K}{Y_K - mX_K - m_0}, \quad \text{если } \frac{L_{ин}}{mG_{ин}} = 1$$

В уравнении (III.14) концентрации выражены в относительных мольных или массовых единицах. Строго говоря, только при таком способе выражения составов расходы фаз, характеризующиеся расходами инертных компонентов, можно считать постоянными. Мольные, массовые, объемные расходы обычно меняются в процессе массопередачи. Однако при малых концентрациях распределяемого компонента эти изменения невелики. В этом случае, если линия равновесия линейна при выражении концентраций в мольных или массовых долях, либо в кг/м³, уравнением (III.14) можно пользоваться для расчета числа теоретических ступеней, подставляя в него соответственно мольные, массовые или объемные расходы фаз. Для жидкостной экстракции при условии, что

линия равновесия соответствует уравнению (III.2) уравнение (III.14) имеет вид:

$$n_T = \frac{\lg \left[\frac{Y_K - mX_K - m_0}{Y_K - mX_K - m_0} \right]}{\lg \left(\frac{mG_{ин}}{G_{ин}} \right)}, \quad \text{если } \frac{mG_{ин}}{G_{ин}} \neq 1 \quad (\text{III.15})$$

$$n_T = \frac{Y_K - Y_K}{mX_K + m_0 - Y_K}, \quad \text{если } \frac{mG_{ин}}{G_{ин}} = 1$$

Если в процессе массообмена меняются температуры фаз, то расчет числа теоретических ступеней усложняется, поскольку температура может влиять на условия равновесия. В этом случае кроме определения расходов и составов фаз, уходящих с каждой ступени, необходимо рассчитывать и их температуры (для «теоретических» ступеней они должны быть одинаковы, так как выходящие из каждой такой ступени фазы находятся в равновесии). Температуры определяют из уравнения теплового баланса для каждой ступени, которое применительно к абсорбции может быть написано в виде:

$$G_{n-1}I_{n-1} + L_{n+1}i_{n+1} - G_n I_n - L_n i_n - Q_{п,n} \quad (\text{III.16})$$

где I_n и i_n — энтальпии соответственно газа и жидкости, выходящих с n -й ступени; $Q_{п,n}$ — потери тепла на данной ступени.

Кроме того, начальные и конечные параметры состояния фаз должны подчиняться общему уравнению теплового баланса:

$$G_n I_n + L_n i_n - G_1 I_1 - L_1 i_1 - Q_{п} = 0 \quad (\text{III.17})$$

где I_1, I_n, i_1, i_n — начальные и конечные энтальпии соответственно газа и жидкости; $Q_{п}$ — потери тепла во всем аппарате.

Примером процесса, который часто протекает в неизотермических условиях, является абсорбция. Возможная схема расчета степени извлечения при заданном числе теоретических ступеней в условиях неизотермической абсорбции приведена на рис. III.4. При этом методе расчета сначала задаются конечным составом (или степенью извлечения) и температурой выходящего газа. Затем по уравнениям материального и теплового баланса находят конечные параметры абсорбента. Далее проводят последовательный расчет расходов, составов и температур для всех ступеней (на рис. III.4, как и на рис. III.1, б, отсчет ступеней ведется снизу — от входа газа). Полученные значения конечной концентрации и температуры газа сравнивают со значениями, которыми задались в начале расчета. Если расхождение значительно, расчет повторяют. Каждую новую итерацию можно начинать, принимая степень извлечения и конечную температуру газа равными соответствующим значениям, полученным в предыдущей итерации.

Пример 2. Определить степень извлечения гексана в аппарате, эквивалентном двум теоретическим ступеням, для процесса абсорбции, описанного в примере 1, но протекающего в адиабатических условиях. Начальные температуры газа и абсорбента принять равными 25 °С. Теплоемкость поглотительного масла 300 кДж/(кмоль·К).

Равновесие между фазами. Зависимость коэффициента распределения от температуры может быть в данном случае выражена следующим образом (см. Пример 1):

$$y^* = \frac{p^0}{p} x = \frac{10^{6,87776 - \frac{1171,53}{224,37+t}}}{760} x = \left(9932 \cdot 10^{-\frac{1171,53}{224,37+t}} \right) x$$

$$\text{Следовательно, } m = 9932 \cdot 10^{-\frac{1171,53}{224,37+t}}; \quad m_0 = 0.$$

Мольные энтальпии газа и жидкости. Для некоторого упрощения расчетов пренебрежем влиянием температуры на теплоемкости компонентов и теплоту испарения гексана: используем значения этих параметров при 30 °С. При

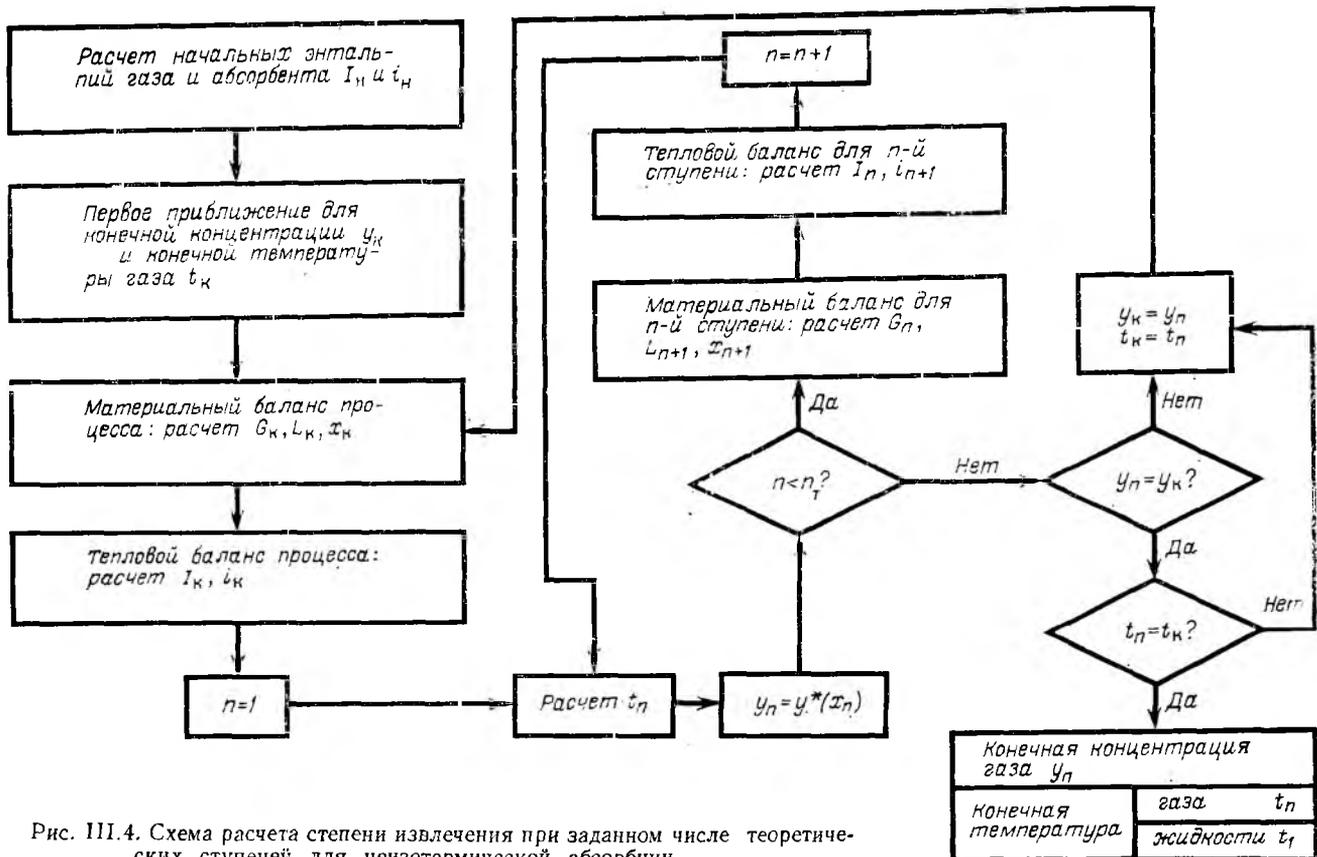


Рис. III.4. Схема расчета степени извлечения при заданном числе теоретических ступеней для неизотермической абсорбции.

этой температуре теплоемкость газообразного метана равна 2,24 кДж/(кг·К), жидкого гексана 2,27 кДж/(кг·К), теплота испарения гексана 362,5 кДж/кг [2]. Так как молекулярные массы метана и гексана равны 16,04 и 86,17, то их молярные теплоемкости равны соответственно $2,24 \cdot 16,04 = 35,9$ кДж/(кмоль·К) и $2,27 \cdot 86,17 = 196$ кДж/(кмоль·К). Молярная теплота испарения гексана равна $362,5 \cdot 86,17 = 31\,200$ кДж/кг. С помощью этих данных, принимая за стандартное состояние для гексана и абсорбента их состояние в жидком виде при 0 °С, а для метана — его состояние в газообразном виде при 0 °С, можно рассчитать молярные энтальпии жидкости i и газа I по следующим уравнениям:

$$i = [196x + 300(1 - x)]t$$

$$I = [196y + 35,9(1 - y)]t + 31\,200y$$

где t — температура в °С.

В соответствии с этими уравнениями начальные энтальпии абсорбента и исходного газа равны:

$$i_n = [196 \cdot 0,01 + 300(1 - 0,01)]25 = 7474 \text{ кДж/кмоль}$$

$$I_n = [196 \cdot 0,18 + 35,9(1 - 0,18)]25 + 31\,200 \cdot 0,18 = 7234 \text{ кДж/кмоль}$$

Первое приближение для конечных параметров газа и абсорбента. Температура газа, выходящего из противоточного абсорбера, обычно на несколько градусов выше начальной температуры абсорбента. Температура абсорбента в данном случае 25 °С. Примем в качестве первого приближения конечную температуру газа равной 27 °С, а степень извлечения гексана — 95%. Составляя материальный баланс для всего процесса по уравнениям (III.3) и (III.7) получаем:

$$M = 0,95 \cdot 0,1 \cdot 0,18 = 0,0171 \text{ кмоль/с}$$

$$G_k = 0,1 - 0,0171 = 0,0829 \text{ кмоль/с}$$

$$L_k = 0,07 + 0,0171 = 0,0871 \text{ кмоль/с}$$

$$y_k = \frac{0,1 \cdot 0,18 - 0,0171}{0,0829} = 0,01086 \text{ мол. доли}$$

$$x_k = \frac{0,07 \cdot 0,01 + 0,0171}{0,0871} = 0,2044 \text{ мол. доли}$$

Определяем конечную энтальпию газа:

$$I_k = [196y_k + 35,9(1 - y_k)]t_k + 31\,200y_k =$$

$$= [196 \cdot 0,01086 + 35,9(1 - 0,01086)]27 + 31\,200 \cdot 0,01086 =$$

$$= 1355 \text{ кДж/кмоль}$$

Теперь с помощью уравнения (III.17), пренебрегая потерями тепла, находим конечную энтальпию абсорбента:

$$i_k = \frac{G_n I_n + L_n i_n - G_k I_k}{L_k} =$$

$$= \frac{0,1 \cdot 7234 + 0,07 \cdot 7474 - 0,0829 \cdot 1355}{0,0871} = 13\,020 \text{ кДж/кмоль}$$

Расчет температур, концентраций и расходов для всех ступеней. Расчет начинаем с первой ступени ($n = 1$). В соответствии с обозначениями на рис. (III.1, б) имеем:

$$L_1 = L_k = 0,0871 \text{ кмоль/с}$$

$$G_0 = G_n = 0,1 \text{ кмоль/с}$$

$$x_1 = x_k = 0,2044 \text{ мол. доли}$$

$$y_0 = y_n = 0,18 \text{ мол. доли}$$

$$i_1 = i_k = 13\,020 \text{ кДж/кмоль}$$

$$I_0 = I_n = 7234 \text{ кДж/кмоль}$$

Определяем температуру жидкости, выходящей из первой ступени

$$t_1 = \frac{i_1}{196x_1 + 300(1 - x_1)} =$$

$$= \frac{13\,020}{196 \cdot 0,2044 + 300(1 - 0,2044)} = 46,71^\circ\text{C}$$

Таковую же температуру должен иметь газ, выходящий из первой ступени, поскольку речь идет о теоретической ступени. Находим коэффициент распределения гексана при этой температуре:

$$m_1 = 9932 \cdot 10^{-5} \frac{1171,63}{224,37 + 46,71} = 0,4735$$

Следовательно, концентрация гексана в газе, выходящем с первой ступени, должна быть равна

$$y_1 = y^*(x_1) = m_1 x_1 = 0,4735 \cdot 0,2044 = 0,09678 \text{ мол. доли}$$

Далее с помощью уравнений (III.12), (III.13) и (III.10) находим G_1 , L_2 и x_2 :

$$G_1 = \frac{G_0(1-y_0)}{1-y_1} = \frac{0,1(1-0,18)}{1-0,09678} = 0,09079 \text{ кмоль/с}$$

$$L_2 = L_1 + G_1 - C_0 = 0,0871 + 0,09079 - 0,1 = 0,07789 \text{ кмоль/с}$$

$$x_2 = \frac{G_1}{L_2} y_1 - \frac{G_H}{L_2} y_H + \frac{L_{HK}}{L_2} x_{HK} = \frac{0,09079}{0,07789} \cdot 0,09678 -$$

$$- \frac{0,1}{0,07789} \cdot 0,18 + \frac{0,0871}{0,07789} \cdot 0,2044 = 0,1103 \text{ мол. доли}$$

Теперь можно найти энтальпию газа, уходящего с первой ступени, и энтальпию жидкости, поступающей на первую ступень со второй (по уравнению III.16):

$$I_1 = [196y_1 + 35,9(1-y_1)] t_1 + 31200y_1 = [196 \cdot 0,09678 + 35,9(1-0,09678)] 46,71 + 31200 \cdot 0,09678 = 5420 \text{ кДж/моль}$$

$$i_2 = \frac{G_1 I_1 + L_1 i_1 - G_0 I_0}{L_2} =$$

$$= \frac{0,09079 \cdot 5420 + 0,0871 \cdot 13020 - 0,1 \cdot 7234}{0,07789} =$$

$$= 11590 \text{ кДж/кмоль}$$

Переходим ко второй ступени ($n=2$) и аналогичным образом рассчитываем t_2 , m_2 , y_2 и G_2 .

Дальнейшего расчета не требуется, так как по условию аппарат эквивалентен двум теоретическим ступеням. Полученные значения конечной концентрации и температуры газа ($y_2 = 0,04082$, мол. доли $t_2 = 40,18^\circ\text{C}$) сильно отличаются от значений, которыми задавались в начале расчета ($y_H = 0,01086$ мол. доли, $t_H = 27^\circ\text{C}$). Поэтому расчет следует повторить. В качестве исходных данных для второго приближения можно использовать полученные в первом приближении значения конечной температуры и концентрации газа. При третьем приближении можно использовать результаты, полученные во втором, и т. д. В данном случае расчет проводили до тех пор, пока принятая за исходную и полученная в итоге расчета степень извлечения гексана не совпали с точностью до 0,0005, а сходимость по конечной температуре газа не составила $0,05^\circ\text{C}$. Результаты расчета приведены ниже:

Результаты первого приближения Результаты расчета

s	0,95	0,8854
y_{HK} , мол. доли	0,01086	0,02453
t_{HK} , $^\circ\text{C}$	27	35,09
L_1 , кмоль/с	0,0871	0,08594
x_1 , мол. доли	0,2044	0,1936
i_1 , кДж/моль	13020	12390
t_1 , $^\circ\text{C}$	46,71	44,28
m_1	0,4735	0,4326
y_1 , мол. доли	0,09678	0,08376
G_1 , кмоль/с	0,09079	0,08950
L_2 , кмоль/с	0,07789	0,07543
x_2 , мол. доли	0,1103	0,08131
I_1 , кДж/кмоль	5420	4797
i_2 , кДж/кмоль	11590	10220
t_2 , $^\circ\text{C}$	40,18	35,05
m_2	0,3703	0,3027
y_2 , мол. доли	0,04082	0,02461
G_2 , кмоль/с	0,8549	0,08407

Как видно из результатов расчета, при проведении данного процесса абсорбции в аппарате, эквивалентном двум теоретическим ступеням, в адиабатических условиях конечная концентрация гексана в газе составила 0,02461 мол. доли, что соответствует степени извлечения 88,5%. Эта степень извлечения намного ниже достигаемой в изотермических условиях (см. пример 1). При этом абсорбент в аппарате нагревается до $44,3^\circ\text{C}$, а газ — до 35°C .

Чтобы достичь той же степени извлечения, что и в примере 1, нужно увеличить число ступеней. При этом расчеты, аналогичные приведенным выше, дают следующие результаты:

	$n_T=3$	$n_T=1$
y_{HK} , мол. доли	0,01076	0,00501
s	0,950	0,977
Конечная температура, $^\circ\text{C}$		
газа	30,2	27,2
жидкости	46,3	47,2

Таким образом, для достижения той же степени извлечения, что и в примере 1 (95,6%), нужно несколько более трех теоретических ступеней.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА АБСОРБЕНТА ИЛИ ЭКСТРАГЕНТА

Минимальный расход абсорбента или экстрагента определяют из условия равновесия исходной смеси и выходящего из аппарата раствора. В зависимости от размерности концентраций, используемой для выражения равновесной зависимости, уравнения для расчета минимального расхода абсорбента принимают следующий вид:

$$L_{H \min} = \frac{sG_H y_H [1 - x^*(y_H)]}{x^*(y_H) - x_H} \quad (III.18)$$

$$L_{H \min} = \frac{sG_H Y_H (1 - X_H)}{(1 + Y_H) [X^*(Y_H) - X_H]}$$

$$L_{H \min} = \frac{sV_{yH} c_{yH} [\rho_{xH} - c^*(c_{yH})]}{c^*(c_{yH}) - \frac{\rho_{xH}}{\rho_{xH}} c_{xH}}$$

Рабочий расход растворителя в процессе абсорбции или экстракции должен выбираться из технико-экономических соображений. Следует рассчитать весь процесс (включая стадию регенерации) при различных расходах растворителя, больших минимального, и выбрать наиболее экономичный вариант.

Если для регенерации растворителя применяются процессы, требующие значительных затрат тепла (ректификация, выпаривание), то стоимость всего процесса определяется в основном стоимостью стадии регенерации. При этом оптимальный расход экстрагента или абсорбента обычно близок к минимальному. В отсутствие регенерации и в случаях, когда стоимость регенерации не зависит от расхода растворителя, оптимальный расход его обычно в несколько раз больше минимального и может быть приближенно определен по минимальному объему абсорбера или экстрактора.

При наличии регенерации считается [3], что оптимальному расходу экстрагента соответствует значение фактора экстракции (mV_y/V_x), находящееся в пределах 1—2. Для абсорбции рекомендуется [4] принимать расход абсорбента таким, чтобы mG/L для верхней части колонны составляло около 0,7.

1.4. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ПРОТИВОТОЧНЫХ КОЛОНН

Скорости фаз не должны превышать значений, при которых происходит нарушение их противоточного движения, называемое захлебыванием аппарата. Методы расчета предельных скоростей зависят от типа массообменного аппарата. Зная скорость захлебывания одной из фаз, при заданном соотношении расходов фаз можно определить минимально допустимый диаметр колонны. Диаметр колонны, больший минимального, выбирается из стандартного ряда диаметров колонных аппаратов (гл. VI, раздел 1.4) так, чтобы скорости фаз составляли 50—80% от скоростей захлебывания.

В некоторых случаях (при пониженном давлении) предельные скорости фаз определяются не захлебыванием, а максимально допустимым гидравлическим сопротивлением аппарата.

Пример 3. Подобрать диаметр насадочной колонны для абсорбции CO_2 из смеси с водородом водой под давлением 2 МПа.

Расход исходной смеси, содержащей 10 мол. % CO_2 , равен 0,25 кг/с. Массовый расход воды, содержащей на входе в абсорбер 0,01 мол. % CO_2 , принять в 1,366 раз больше минимального при степени извлечения 90 %. Принять, что абсорбция будет протекать в изотермических условиях при 25 °С. Абсорбцией водорода пренебречь. В качестве насадки использовать керамические кольца Рашига $50 \times 50 \times 5$ мм.

Равновесие между фазами. Константа Генри для разбавленных водных растворов углекислоты в воде при 25 °С равна $1,65 \cdot 10^8$ Па. Следовательно, если выразить концентрации в мольных долях, то равновесное распределение CO_2 между водой и водородом при давлении 2 МПа определяется следующим соотношением:

$$y^* = mx = \frac{1,65 \cdot 10^8}{2 \cdot 10^6} x = 82,5x$$

Расход абсорбента. Средняя молекулярная масса исходной смеси равна $M_{\text{ср.н}} = y_{\text{н}} M_{\text{CO}_2} + (1 - y_{\text{н}}) M_{\text{H}_2} = 0,1 \cdot 44,01 + (1 - 0,1) \cdot 2,016 = 6,215$. Следовательно, мольный расход смеси составляет $G_{\text{н}} = 0,25/6,215 = 0,04022$ кмоль/с. Подставляя это значение в уравнение (III.18), находим минимальный расход воды:

$$L_{\text{н min}} = \frac{sG_{\text{н}}y_{\text{н}}(1 - y_{\text{н}}/m)}{y_{\text{н}}/m - x_{\text{н}}} = \frac{0,9 \cdot 0,04022 \cdot 0,1(1 - 0,1/82,5)}{0,1/82,5 - 0,0001} = 3,25 \text{ кмоль/с}$$

Расход абсорбента, по условию, в 1,366 раз больше минимального:

$$L_{\text{н}} = 3,25 \cdot 1,366 = 4,44 \text{ кмоль/с} = 4,44 \cdot 18,02 = 80 \text{ кг/с}$$

Материальный баланс процесса. С помощью уравнений (III.7) и (III.3) находим конечные расходы и составы фаз:

$$M = sG_{\text{н}}y_{\text{н}} = 0,90 \cdot 0,04022 \cdot 0,1 = 0,00362 \text{ кмоль/с}$$

$$G_{\text{н}} = G_{\text{н}} - M = 0,04022 - 0,00362 = 0,0366 \text{ кмоль/с}$$

$$L_{\text{к}} = L_{\text{н}} + M = 4,44 + 0,00362 = 4,444 \text{ кмоль/с}$$

$$y_{\text{к}} = \frac{G_{\text{н}}y_{\text{н}} - M}{G_{\text{к}}} = \frac{0,04022 \cdot 0,1 - 0,00362}{0,0366} = 0,01098 \text{ мол. доли}$$

$$x_{\text{к}} = \frac{L_{\text{н}}x_{\text{н}} + M}{L_{\text{к}}} = \frac{4,44 \cdot 0,0001 + 0,00362}{4,444} = 0,0009145 \text{ мол. доли}$$

При выбранном расходе воды величина mG/L в верхней части колонны равна:

$$\frac{mG_{\text{к}}}{L_{\text{н}}} = \frac{82,5 \cdot 0,0366}{4,44} = 0,68$$

что близко к рекомендуемому оптимальному значению [4].

Найдем массовые и объемные расходы фаз. Плотность жидкой фазы ввиду малого содержания углекислоты можно принять постоянной, равной плотности воды, которая при 25 °С составляет 997 кг/м³. Ввиду того, что коэффициент сжимаемости водорода — основного компонента газовой смеси — при давлении 2 МПа мало отличается от единицы, будем считать допустимым использование законов идеальных газов для расчета плотности. Тогда

$$\rho_{\text{н}} = \frac{M_{\text{ср.н}} \rho}{RT} = \frac{6,215 \cdot 2 \cdot 10^6}{8314(273,15 + 25)} = 5,01 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{\text{у.к}} = \frac{M_{\text{ср.к}}}{M_{\text{ср.н}}} \rho_{\text{н}} = \frac{2,477}{6,215} = 2,0 \text{ кг/м}^3$$

где $M_{\text{ср.к}} = 2,477$ — средняя молекулярная масса газа на выходе из абсорбера. Таким образом получаем:

$$G_{\text{к}} = 0,0366 \cdot 2,477 = 0,09066 \text{ кг/с}$$

$$L_{\text{к}} = 4,444 \cdot 18,04 = 80,17 \text{ кг/с}$$

$$V_{\text{у.к}} = G_{\text{к}}/\rho_{\text{у.к}} = 0,09066/2 = 0,0454 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{н}} = G_{\text{н}}/\rho_{\text{н}} = 0,25/5,01 = 0,0499 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{х.н}} = L_{\text{н}}/\rho_{\text{х}} = 80/997 = 0,0802 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{х.к}} = L_{\text{к}}/\rho_{\text{к}} = 80,17/997 = 0,0804 \text{ м}^3/\text{с}$$

Как видно из результатов расчета материального баланса, расход жидкости в абсорбере почти не меняется, а расход газа в верхней и нижней частях колонны, как и его плотность, заметно отличаются.

Фиктивная скорость газа при захлебывании. Для определения предельной скорости газа используем эмпирическую формулу, применимую для колонн, заполненных кольцами Рашига внавал [5]:

$$\frac{\omega_{\text{у.з}}^2 a_{\text{н}}}{g \varepsilon^3} (\rho_{\text{у}}/\rho_{\text{х}}) \mu_{\text{х}}^{0,16} = 1,2 \exp[-4(L/G)^{1/4} (\rho_{\text{у}}/\rho_{\text{х}})^{1/8}] \quad (\text{III.19})$$

где $\omega_{\text{у.з}}$ — фиктивная скорость газа при захлебывании; $\mu_{\text{х}}$ — вязкость жидкости, мПа·с.

Удельная поверхность насадки и ее свободный объем для колец Рашига $50 \times 50 \times 5$ равны: $a_{\text{н}} = 90 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon = 0,785$ [5]. Вязкость воды при 25 °С равна 0,891 мПа·с. Найдем скорость газа при захлебывании отдельно для низа колонны (на входе газа) и верха (на выходе газа). Для нижней части в соответствии с уравнением (III.19) имеем:

$$\omega_{\text{у.з}} = \sqrt{\frac{1,2 g \varepsilon^3 \exp[-4(L_{\text{к}}/G_{\text{н}})^{1/4} (\rho_{\text{у.н}}/\rho_{\text{х.н}})^{1/8}]}{a_{\text{н}} \mu_{\text{х}}^{0,16} (\rho_{\text{у.н}}/\rho_{\text{х.н}})}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 9,81 (0,785)^3 \exp[-4(80,2/0,25)^{1/4} (5,01/997)^{1/8}]}{90 (0,891)^{0,16} (5,01/997)}} = 0,0445 \text{ м/с}$$

Для верха колонны получаем:

$$\omega_{\text{у.з}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 9,81 (0,785)^3 \exp[-4\left(\frac{80}{0,0907}\right)^{1/4} \left(\frac{2}{997}\right)^{1/8}]}{90 (0,891)^{0,16} \left(\frac{2}{997}\right)}} = 0,0368 \text{ м/с}$$

Скорости газа при захлебывании в данном случае очень малы вследствие повышенного давления в колонне и большого удельного расхода поглотителя.

Диаметр колонны. В соответствии с полученными значениями скорости газа при захлебывании минимально возможный диаметр колонны составляет: на входе газа

$$D_{\text{min}} = \sqrt{\frac{4V_{\text{у.н}}}{\pi \omega_{\text{у.з}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0499}{3,14 \cdot 0,0445}} = 1,20 \text{ м}$$

на выходе газа

$$D_{\text{min}} = \sqrt{\frac{4V_{\text{у.к}}}{\pi \omega_{\text{у.з}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0454}{3,14 \cdot 0,0368}} = 1,25 \text{ м}$$

Выбираем диаметр абсорбера равным 1,6 м. Фиктивная скорость газа на входе в слой насадки будет равна

$$\omega_{\text{у}} = \frac{4V_{\text{у.н}}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,0499}{3,14 (1,6)^2} = 0,0248 \text{ м/с}$$

что составляет около 56 % от скорости при захлебывании. Вверх колонны скорость газа

$$\omega_{\text{у}} = \frac{4 \cdot 0,454}{3,14 (1,6)^2} = 0,0226 \text{ м/с}$$

что составляет 61 % от скорости при захлебывании. Внутри колонны скорости газа будут иметь промежуточные значения между этими двумя.

Следует иметь в виду, что диаметр колонн в значительной степени определяется соотношением размеров внутренних устройств аппарата. Так, диаметр насадочных колонн зависит от размера насадки, тарельчатых колонн — от выбранного расстояния между тарелками. Результат расчета, таким образом, не является однозначным. В конечном счете следует остановиться на таких размерах внутренних устройств и диаметре колонны, при которых стоимость

аппарата будет минимальной. При этом не следует упускать из виду и соображения технологического порядка: насадка в производственных условиях не должна забиваться примесями твердых частиц, а расстояние между тарелками должно позволять производить их монтаж, осмотр и ремонт.

1.5. РАСЧЕТ МЕЖФАЗНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Для массообменных аппаратов, в которых одна из фаз находится в виде капель, пузырей или мелких твердых частиц, удельную (т. е. приходящуюся на единицу объема аппарата) поверхность контакта фаз a рассчитывают по уравнению

$$a = 6\Phi/d \quad (III.20)$$

где d — средний поверхностно-объемный диаметр дисперсных частиц; Φ — объемная доля дисперсной фазы в рабочем объеме аппарата.

При диспергировании газа величину Φ обычно называют газосодержанием, а при диспергировании жидкости — удерживающей способностью аппарата.

Насадочные колонны для массообменных процессов между газом и жидкостью чаще всего работают в пленочном режиме. Максимальная межфазная поверхность в этом случае равна поверхности элементов насадки, однако в действительности она обычно меньше по следующим причинам. Во-первых, часть поверхности насадки может быть не смочена жидкостью. Во-вторых, часть жидкой фазы внутри насадки пребывает в аппарате длительное время и вследствие этого находится в равновесии с газом. Межфазную поверхность, образованную этой застойной жидкостью, называют статической. В процессах абсорбции, десорбции, ректификации она является неактивной; эффективная удельная поверхность контакта фаз равна разности между смоченной и статической поверхностью насадки $a = a_{см} - a_{ст}$.

Пример 4. Определить межфазную поверхность в экстракторе с мешалкой для экстракции разбавленного водного раствора тетрахлоридом углерода. Рабочий объем экстрактора $0,15 \text{ м}^3$, он снабжен отражательными перегородками. Перемешивание осуществляется шестилопастной турбинной мешалкой диаметром $0,2 \text{ м}$ с частотой вращения 4 с^{-1} . Объемная доля тетрахлорида углерода в экстракторе 5% . Температура 25°C .

Средний размер капель. Рассчитаем средний поверхностно-объемный диаметр капель по следующему эмпирическому уравнению [6]:

$$d = 3,15 N_p^{-0,32} \sigma^{0,14} \mu_c^{0,587} \rho^{-0,407} g^{0,041} + 100 \sigma^{-0,34} \mu_c^{1,12} \Delta \rho^{0,11} \rho_c^{-0,89} g^{-0,22} \Phi \quad (III.21)$$

где N_p — мощность, затрачиваемая на перемешивание единицы объема жидкости.

Поскольку тетрахлорид углерода в перемешиваемой смеси гораздо меньше, чем воды, он должен являться дисперсной фазой. Следовательно, вязкость и плотность сплошной фазы μ_c и ρ_c равны вязкости и плотности воды, которые при 25°C составляют соответственно $0,891 \text{ мПа}\cdot\text{с}$ и 997 кг/м^3 . Плотность тетрахлорида углерода при этой температуре 1584 кг/м^3 [2]. Разность плотностей фаз $\Delta \rho$ равна 587 кг/м^3 . Поверхностное натяжение σ на границе между водой и CCl_4 составляет $0,046 \text{ Н/м}$ [1].

Критерий Рейнольдса для мешалки в данном случае равен:

$$Re_m \approx \frac{n D_m^2 \rho_c}{\mu_c} = \frac{4 \cdot 0,2^2 \cdot 997}{0,891 \cdot 10^{-3}} = 17900$$

При таких больших значениях Re_m критерий мощности K_N для турбинных мешалок при наличии отражательных перегородок равен [7] примерно 6. Следовательно, мощность, затрачиваемая на перемешивание, составляет

$$N = K_N n^3 D_m^5 = 6 \cdot 1026 \cdot 4^3 \cdot 0,2^5 = 126 \text{ Вт}$$

Здесь $\rho = 997 \cdot 0,95 + 1584 \cdot 0,05 = 1026 \text{ кг/м}^3$ — средняя плотность перемешиваемой жидкости. Мощность мешалки, приходящаяся на единицу объема, равна: $N_v = 126/0,15 = 840 \text{ Вт}$.

Таким образом, средний диаметр капель тетрахлорида углерода равен:

$$d = 3,15 (840)^{-0,32} (0,046)^{0,14} (0,891 \cdot 10^{-3})^{0,587} (997)^{-0,407} \times \\ \times (9,81)^{0,041} + 100 (0,046)^{-0,34} (0,891 \cdot 10^{-3})^{1,12} 587^{0,11} 997^{-0,89} \times \\ \times (9,81)^{-0,22} 0,05 = 2,68 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,268 \text{ мм}$$

Поверхность контакта фаз. Удельную поверхность контакта фаз находим по уравнению (III.20):

$$a = \frac{6\Phi}{d} = \frac{6 \cdot 0,05}{2,68 \cdot 10^{-4}} = 1120 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Полная межфазная поверхность между водой и тетрахлоридом углерода в аппарате с мешалкой равна $1120 \cdot 0,15 = 168 \text{ м}^2$.

Пример 5. Определить эффективную удельную поверхность контакта фаз в насадочной колонне диаметром $1,6 \text{ м}$ для процесса абсорбции, рассмотренного в примере 3.

Расчет смоченной поверхности насадки и статической межфазной поверхности можно проводить по следующим эмпирическим уравнениям [8]:

$$a_{см} = 1,045 a_n Re^{0,041} We^{0,133} (\sigma/\sigma_{кр})^{-0,182} \quad (III.22)$$

$$a_{ст} = a_n [0,229 - 0,091 \ln (We/Fr)]$$

где критерии Рейнольдса, Вебера и Фруда равны:

$$Re = \frac{\rho_x \omega_x}{a_n \mu_x}; \quad We = \frac{\rho_x \omega_x^2}{a_n \sigma}; \quad Fr = \frac{a_n \omega_x^2}{g}$$

Величина $\sigma_{кр}$ характеризует смачиваемость материала насадки. Для керамической насадки $\sigma_{кр} = 0,061 \text{ Н/м}$ [9].

В данном процессе (см. Пример 3) расход жидкости почти не меняется и равен в среднем $0,0803 \text{ м}^3/\text{с}$. Плотность воды $\rho_x = 997 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\mu_x = 0,891 \text{ мПа}\cdot\text{с}$, поверхностное натяжение при 25°C $\sigma = 0,072 \text{ Н/м}$ [2]. Следовательно

$$\omega_x = \frac{4V_x}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,0803}{3,14 \cdot 1,6^2} = 0,04 \text{ м/с}$$

Находим критерии Re , We и Fr :

$$Re = \frac{997 \cdot 0,04}{90 \cdot 0,891 \cdot 10^{-3}} = 497$$

$$We = \frac{997 (0,04)^2}{90 \cdot 0,072} = 0,246$$

$$Fr = \frac{90 (0,04)^2}{9,81} = 0,0147$$

Смоченная удельная поверхность насадки в соответствии с уравнением (III.22) равна:

$$a_{см} = 1,045 \cdot 90 (497)^{0,041} (0,246)^{0,133} (72/6,1)^{-0,182} = 64,1 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Уравнение (III.22) для статической удельной поверхности дает в данном случае небольшое отрицательное значение. Это означает, что в данном случае всю смоченную поверхность можно считать активной. Таким образом, эффективная удельная поверхность контакта равна $64,1 \text{ м}^2/\text{м}^3$, что составляет около 71 % от поверхности насадки.

1.6. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ИНТЕНСИВНОСТЬ МАССОПЕРЕНОСА

Интенсивность массопереноса чаще всего характеризуют коэффициентами массоотдачи. Единицы измерения и, следовательно, численные значения коэффициентов массоотдачи зависят от единиц измерения потока распределяемого компонента и движущей силы. На практике встречаются различные способы выражения коэффициентов массоотдачи (табл. III.2). Соотношения, приведенные в табл. III.2 тем точнее, чем меньше концентрация распределяемого компонента.

Таблица III.2. Соотношения между коэффициентами массоотдачи при различных единицах измерения движущей силы и потока

Единицы измерения движущей силы	Единицы измерения потока распределяемого компонента	
	кг/с	кмоль/с
кг/м ²	$\beta, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кг/м}^3\text{) или м/с}$	$\frac{\beta}{M}, \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кг/м}^3\text{)}$
кмоль/м ²	$\beta M, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кмоль/м}^3\text{)}$	$\beta, \text{ м/с}$
масс. доля	$\beta \rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{масс. доля}}$	$\frac{\beta \rho}{M}, \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{масс. доля}}$
мол. доля	$\frac{\beta \rho M}{M_{\text{ср}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доля}}$	$\frac{\beta \rho}{M_{\text{ср}}}, \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доля}}$
$\frac{\text{кг}}{\text{кг ин. комп.}}$	$\beta(\rho - c), \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кг/кг ин. комп.)}$	$\frac{\beta(\rho - c)}{M}, \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кг/кг ин. комп.)}$
$\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль ин. комп.}}$	$\frac{\beta(\rho - c) M}{M_{\text{ин}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кмоль/кмоль ин. комп.)}$	$\frac{\beta(\rho - c)}{M_{\text{ин}}}, \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кмоль/кмоль ин. комп.)}$
Па (парциальное давление)	$\frac{\beta \rho M}{p M_{\text{ср}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па}}$ или с/м	$\frac{\beta \rho}{p M_{\text{ср}}}, \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па}}$

Примечание. M , $M_{\text{ин}}$ и $M_{\text{ср}}$ соответственно, молекулярные массы распределяемого компонента, инертного компонента и средняя молекулярная масса среды, в которой протекает массоперенос; ρ — плотность этой среды; c — концентрация распределяемого компонента в ней, кг/м³; p — парциальное давление.

В аппаратах с непрерывным контактом фаз скорость массопереноса часто характеризуют высотой частных (фазовых) единиц переноса (ВЕП). Она связана с коэффициентом массоотдачи и удельной межфазной поверхностью a следующим соотношением:

$$h = \omega / \beta a \quad (III.23)$$

где h — высота единицы переноса для одной из фаз; β — коэффициент массоотдачи в этой фазе, м/с; ω — фиктивная скорость фазы.

В аппаратах со ступенчатым контактом фаз интенсивность массопереноса иногда оценивают числом частных (фазовых) единиц переноса, приходящихся на одну ступень, например на одну тарелку. Эта величина связана с коэффициентом массоотдачи таким уравнением:

$$n' = \beta F' / V \quad (III.24)$$

где n' — число единиц переноса, приходящееся на одну ступень для одной из фаз; V — ее объемный расход; F' — поверхность контакта фаз для данной ступени.

Уравнения (III.23) и (III.24) записаны для случая, когда коэффициенты массоотдачи выражены в м/с. При выражении коэффициентов массоотдачи в других единицах измерения числитель правой части уравнения (III.23) и знаменатель правой части уравнения (III.24) представляют собой величины, указанные в табл. (III.3).

Для колонн с барботажными тарелками имеются эмпирические уравнения, в которых скорость массопереноса выражается коэффициентами массоотдачи β_s , отнесенными к единице рабочей площади тарелки. Эти коэффициенты связаны с обычными коэффициентами массоотдачи следующим образом:

$$\beta_s = \beta a h_c \quad (III.25)$$

где h_c — высота барботажного слоя (высота пены) на тарелке.

Для расчета высоты массообменных колонн необходимо знать коэффициенты массопередачи или общие высоты единиц переноса, или общие числа единиц переноса. Эти параметры рассчитывают по уравне-

ниям, являющимся следствием правила аддитивности диффузионных сопротивлений:

$$K_y = \frac{K_x}{m} = \left(\frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x} \right)^{-1} \quad (III.26)$$

$$H_{Oy} = \frac{mG}{L} H_{Ox} = h_y + \frac{mG}{L} h_x \quad (III.27)$$

$$n_{Oy} = \frac{L}{mG} n_{Ox} = \left(\frac{1}{n_y} + \frac{mG}{L} \cdot \frac{1}{n_x} \right)^{-1} \quad (III.28)$$

Уравнения (III.26)–(III.28) применимы лишь в тех пределах изменения концентраций, в которых равновесие между фазами аппроксимируется линейной зависимостью в виде уравнения (III.2) и расходы фаз меняются незначительно. При использовании уравнений (III.27) и (III.28) следует иметь в виду, что единицы измерения концентраций и расходов должны соответствовать друг другу. Если концентра-

Таблица III.3. К расчету высоты единицы переноса (h) и числа единиц переноса на одну ступень (n') по уравнениям (III.23) и (III.24)

Единицы измерения коэффициентов массоотдачи	Числитель правой части уравнения (III.23)	Знаменатель правой части уравнения (III.24)
м/с	Фиктивная скорость (ω)	Объемный расход (V)
$\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{масс. доля}}$	Массовый расход на единицу поперечного сечения аппарата	Массовый расход
$\frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мольн. доля}}$	Мольный расход на единицу поперечного сечения аппарата	Мольный расход
$\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \text{ (кг/кг ин. комп.)}$	Массовый расход инертного компонента на единицу поперечного сечения аппарата	Массовый расход инертного компонента

ции выражены в массовых или мольных долях, расходы фаз должны быть соответственно мольными или массовыми; при выражении концентраций в кг/м³ или кмоль/м³ расходы должны быть объемными. При использовании относительных концентраций в уравнении следует подставлять расходы инертных компонентов.

Пример 6. Определить коэффициенты массоотдачи, общую высоту единицы переноса и коэффициент массопередачи для процесса абсорбции в насадочной колонне, рассмотренного в Примерах 3 и 5.

Коэффициенты массоотдачи. Для расчета коэффициентов массоотдачи используем следующие эмпирические уравнения [10]:

$$\frac{\beta_y d_3}{D_y} = 0,407 \left(\frac{4w_y \rho_y}{a_{нл} \mu_y} \right)^{0,655} \left(\frac{\mu_y}{\rho_y D_y} \right)^{1/3} \quad (III.29)$$

$$\frac{\beta_x}{D_x} \left(\frac{\mu_x^2}{\rho_x^2 g} \right)^{1/3} = 0,01 \left(\frac{4w_x \rho_x}{a_{лн} \mu_x} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_x}{\rho_x D_x} \right)^{0,5} \quad (III.30)$$

где D_y и D_x — коэффициенты диффузии соответственно в газе и жидкости; d_3 — эквивалентный диаметр насадки (для колец Рашига диаметром 50 мм $d_3 = 4e/l_n = 4 \cdot 0,785/90 = 0,0349$ м).

Коэффициент диффузии в смеси диоксида углерода и водорода при 25 °С и нормальном давлении (0,1013 МПа) равен $0,646 \cdot 10^{-4}$ м²/с [2]. Так как в газах коэффициенты диффузии обратно пропорциональны давлению, то при давлении 2 МПа коэффициент $D_y = 0,646 \cdot 10^{-4} (1,013/20) = 0,329 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Для разбавленных растворов CO₂ в воде при 20 °С $D_x = 1,77 \cdot 10^{-9}$ м²/с [10].

Влиянием давления на коэффициенты диффузии в жидкостях можно пренебречь, а влияние температуры можно учесть с помощью следующего приближенного соотношения:

$$D_{x1}/D_{x2} = \mu_2 \Gamma_1 / \mu_1 \Gamma_2 \quad (III.31)$$

Следовательно, коэффициент диффузии CO₂ в воде при 25 °С равен:

$$D_x = 1,77 \cdot 10^{-9} \frac{1 (273,15 + 25)}{0,891 (273,15 + 20)} = 2,02 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

где 1 и 0,891 мПа·с — вязкость воды соответственно при 20 и 25 °С.

Вязкость смесей диоксида углерода и водорода при 25 °С равна: при содержании CO₂, равном 0,1 мол. доли — $1,21 \times 10^{-5}$ Па·с; при содержании CO₂ равном 0,01 мол. доли (примерное содержание углекислоты в выходящем из абсорбера газе) — $0,9 \cdot 10^{-6}$ Па·с [2].

В примерах 3 и 5 для рассматриваемого абсорбера были найдены следующие значения параметров:

$$\begin{aligned} w_y &= 0,0248 \text{ м/с (на входе в насадку);} \\ w_y &= 0,0226 \text{ м/с (на выходе из насадки);} \\ \rho_y &= 5,01 \text{ кг/м}^3 \text{ (внизу); } \rho_y = 2 \text{ кг/м}^3 \text{ (вверху);} \\ \rho_x &= 997 \text{ кг/м}^3; \quad w_x = 0,04 \text{ м/с;} \\ \mu_x &= 0,891 \text{ мПа} \cdot \text{с; } D = 1,6 \text{ м; } a = 64,1 \text{ м}^2/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Подставляя эти значения в уравнение (III.29), находим коэффициент массоотдачи в газовой фазе в нижней части абсорбера:

$$\begin{aligned} \beta_y &= 0,407 \frac{0,329 \cdot 10^{-5}}{0,0349} \left(\frac{4 \cdot 0,0248 \cdot 5,01}{90 \cdot 1,21 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,655} \times \\ &\times \left(\frac{1,21 \cdot 10^{-5}}{5,01 \cdot 0,329 \cdot 10^{-5}} \right)^{1/3} = 1,91 \cdot 10^{-3} \text{ м/с} \end{aligned}$$

Для газовой фазы в верхней части колонны при расчете по этому уравнению получим: $\beta_y = 1,37 \cdot 10^{-3}$ м/с.

Коэффициент массоотдачи в жидкой фазе ввиду малого изменения расхода и свойств жидкости одинаков в верхней и нижней частях колонны и равен:

$$\begin{aligned} \beta_x &= 0,01 \cdot 2,02 \cdot 10^{-9} \left(\frac{0,891 \cdot 10^{-3}}{997 \cdot 2,02 \cdot 10^{-9}} \right)^{-1/3} \times \\ &\times \left(\frac{4 \cdot 0,4 \cdot 997}{90 \cdot 0,891 \cdot 10^{-3}} \right) \left(\frac{0,891 \cdot 10^{-3}}{997 \cdot 2,02 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,5} = 4,37 \cdot 10^{-4} \text{ м/с} \end{aligned}$$

Высота единиц переноса. По уравнению (III.23) находим:

$$h_y = w_y / \beta_y a \quad h_x = w_x / \beta_x a$$

$$h_y = \frac{0,0248}{1,91 \cdot 10^{-3} \cdot 64,1} = 0,203 \text{ м (внизу)}$$

$$h_y = \frac{0,0226}{1,37 \cdot 10^{-3} \cdot 64,1} = 0,257 \text{ м (вверху)}$$

$$h_x = \frac{0,04}{4,37 \cdot 10^{-4} \cdot 64,1} = 1,43 \text{ м}$$

При решении Примера 3 для данного процесса абсорбции было найдено: $m = 82,5$ (при выражении концентраций в мольных долях), $G_H = 0,04022$ кмоль/с, $G_K = 0,0366$ кмоль/с, $L_H \approx \approx L_K = 4,44$ кмоль/с. Следовательно, общая высота единицы переноса по газовой фазе равна для нижней части абсорбера

$$\begin{aligned} H_{0y} &= h_y + \frac{m G_H}{L_H} h_x = \\ &= 0,203 + \frac{82,5 \cdot 0,04022}{4,44} \cdot 1,43 = 1,27 \text{ м} \end{aligned}$$

Для верхней части абсорбера

$$\begin{aligned} H_{0y} &= h_y + \frac{m G_H}{L_H} h_x = \\ &= 0,257 + \frac{82,5 \cdot 0,0366}{4,44} \cdot 1,43 = 1,23 \text{ м} \end{aligned}$$

В среднем общая высота единицы переноса по газовой фазе получается равной 1,25 м.

Общая высота единицы переноса по жидкой фазе равна: для низа колонны

$$H_{0x} = \frac{L_K}{m G_H} H_{0y} = \frac{4,44}{82,5 \cdot 0,04022} \cdot 1,27 = 1,70 \text{ м}$$

для верха колонны

$$H_{0x} = \frac{L_K}{m G_H} H_{0y} = \frac{4,44}{82,5 \cdot 0,0366} \cdot 1,23 = 1,81 \text{ м}$$

Коэффициент массопередачи. При выражении концентраций в мольных долях коэффициент распределения (равный в данном случае тангенсу угла наклона равновесной линии) является постоянной величиной, поэтому пересчитаем полученные выше значения коэффициентов массоотдачи. При выражении потока распределяемого компонента в кмоль/с, а движущей силы — в мольных долях в соответствии с табл. III 3 имеем:

$$\beta \left[\frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}} \right] = \beta \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right] \frac{\rho}{M_{\text{ср}}}$$

Средняя молекулярная масса газовой смеси на входе в абсорбер равна 6,215, а на выходе из него — 2,477 (см. Пример 3). Тогда получим:

для нижней части колонны

$$\beta_y = 1,91 \cdot 10^{-3} \frac{5,01}{6,215} = 1,54 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}}$$

для верхней части колонны

$$\beta_y = 1,37 \cdot 10^{-3} \frac{2}{2,477} = 1,11 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}}$$

Молекулярную массу жидкой фазы можно принять равной молекулярной массе воды. Коэффициент массоотдачи в жидкой фазе

$$\beta_x = 4,37 \cdot 10^{-4} \frac{997}{18,02} = 0,0242 \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}}$$

Подставляя эти значения в уравнение (III.26), находим: для нижней части колонны

$$K_y = \left[\frac{1}{1,54 \cdot 10^{-3}} + \frac{82,5}{0,0242} \right]^{-1} = 2,46 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}}$$

для верхней части колонны

$$K_y = \left[\frac{1}{1,11 \cdot 10^{-8}} + \frac{82,5}{0,0242} \right]^{-1} = 2,32 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}}$$

При расчете по жидкой фазе получим:
для нижней части колонны

$$K_x = 82,5 \cdot 2,46 \cdot 10^{-4} = 0,0203 \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}}$$

для верхней части колонны

$$K_x = 82,5 \cdot 2,32 \cdot 10^{-4} = 0,0191 \frac{\text{кмоль}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мол. доли}}$$

1.7. РАСЧЕТ ВЫСОТЫ АППАРАТОВ С НЕПРЕРЫВНЫМ КОНТАКТОМ ФАЗ

Известно два основных метода расчета высоты рабочей зоны аппаратов с непрерывным контактом фаз. Первый метод основан на определении числа теоретических ступеней, необходимого для осуществления процесса. В соответствии с этим методом высота аппарата определяется по уравнению

$$H = n_{\tau} \text{ВЭТС} \quad (\text{III.32})$$

где ВЭТС — высота, эквивалентная теоретической ступени, определяемая по опытным данным или эмпирическим уравнениям.

Второй метод основан на использовании основного уравнения массопередачи, исходя из которого можно получить такую зависимость для высоты колонны H :

$$H = H_{oy} n_{oy} = H_{ox} n_{ox} \quad (\text{III.33})$$

Входящие в это уравнение общие высоты и числа единиц переноса определяются из следующих соотношений:

$$H_{oy} = \frac{\omega_y}{K_y a} \quad H_{ox} = \frac{\omega_x}{K_x a} \quad (\text{III.34})$$

$$n_{oy} = \frac{c_{yH} - c_{yK}}{\Delta c_y} \quad n_{ox} = \frac{c_{xH} - c_{xK}}{\Delta c_x} \quad (\text{III.35})$$

где Δc_y и Δc_x — средние движущие силы массопередачи, вычисленные соответственно по газовой и жидкой фазам (для абсорбции).

Уравнения (III.34) написаны для случая, когда концентрации выражены в кг/м³ или кмоль/м³. При других способах выражения составов фаз в числитель правой части уравнений (III.34) нужно подставлять величины, указанные в табл. III.3.

Число общих единиц переноса зависит от средней движущей силы массопередачи, а последняя при прочих равных условиях определяется структурой потоков в каждой из фаз. Если движение фаз соответствует модели идеального вытеснения, то общие числа единиц переноса определяются интегральными выражениями:

$$n_{oy} = \int_{c_{yK}}^{c_{yH}} \frac{dc_y}{c_y - c_y^*(c_x)} \quad n_{ox} = \int_{c_{xK}}^{c_{xH}} \frac{dc_x}{c_x^*(c_y) - c_x} \quad (\text{III.36})$$

При линейной равновесной зависимости и постоянных расходах вычисление интегралов приводит к следующим соотношениям:

$$n_{oy} = \frac{\frac{V_x}{mV_y}}{\left(\frac{V_x}{mV_y} - 1 \right)} \ln \frac{c_{yH} - m c_{xK} - m_0}{c_{yK} - m c_{xH} - m_0},$$

$$\text{если } \frac{V_x}{mV_y} \neq 1$$

$$n_{oy} = \frac{c_{yH} - c_{yK}}{c_{yK} - m c_{xH} - m_0}, \quad \text{если } \frac{V_x}{mV_y} = 1 \quad (\text{III.37})$$

$$n_{ox} = \frac{mV_y}{V_x} n_{oy}$$

В случае полного (идеального) перемешивания в обеих фазах имеем:

$$n_{oy} = \frac{c_{yH} - c_{yK}}{c_{yK} - c_y^*(c_{xK})} \quad n_{ox} = \frac{c_{xH} - c_{xK}}{c_x^*(c_{yK}) - c_{xK}} \quad (\text{III.38})$$

В уравнениях (III.37) и (III.38) концентрации выражены в кг/м³ или кмоль/м³, но эти уравнения применимы и при других способах выражения составов.

Движущая сила массопередачи имеет максимальное значение при работе аппарата в режиме идеального вытеснения; число единиц переноса и высота аппарата в этом случае минимальны. В реальных аппаратах движение фаз может в значительной степени отличаться от модели идеального вытеснения. Степень отклонения реальной структуры потоков от модели идеального вытеснения (степень продольного перемешивания) для колонных аппаратов чаще всего оценивается на основе диффузионной модели коэффициентами продольного перемешивания.

Один из методов учета продольного перемешивания при расчете высоты колонн заключается в том, что в уравнение (III.33) подставляются «кажущиеся» высоты единиц переноса H'_{oy} или H'_{ox} , числа единиц переноса при этом рассчитывают для модели идеального вытеснения, т. е. по уравнениям (III.36) — (III.38). При использовании диффузионной модели продольного перемешивания «кажущиеся» высоты единиц переноса можно рассчитать по следующим зависимостям [11, 12]:

$$H'_{ox} = H_{ox} + \frac{E_x}{\omega_x f_x} + \left(\frac{V_x}{mV_y} \right) \left(\frac{E_y}{\omega_y f_y} \right) \quad (\text{III.39})$$

$$H'_{oy} = \frac{mV_y}{V_x} H'_{ox}$$

где E_x и E_y — коэффициенты продольного перемешивания в соответствующих фазах; H_{ox} — высота единицы переноса для режима идеального вытеснения, определяемая уравнением (III.34).

Коэффициенты f_x и f_y рассчитывают по соотношениям

$$f_y = \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-\text{Pe}_{ny})]}{\text{Pe}_{ny}} \right\}^{-1} + \left(1 - \frac{mV_y}{V_x} \right) \frac{E_y}{\omega_y H'_{oy}} \quad f_x = \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-\text{Pe}_{nx})]}{\text{Pe}_{nx}} \right\}^{-1} - \left(1 - \frac{mV_y}{V_x} \right) \frac{E_x}{\omega_x H'_{ox}} \quad (\text{III.40})$$

Здесь $\text{Pe}_{ny} = \omega_y H / E_y$ и $\text{Pe}_{nx} = \omega_x H / E_x$ — критерии Пекле для продольного перемешивания в соответствующих фазах.

Определение высоты колонн с помощью уравнений (III.39) и (III.40) производится методом последо-

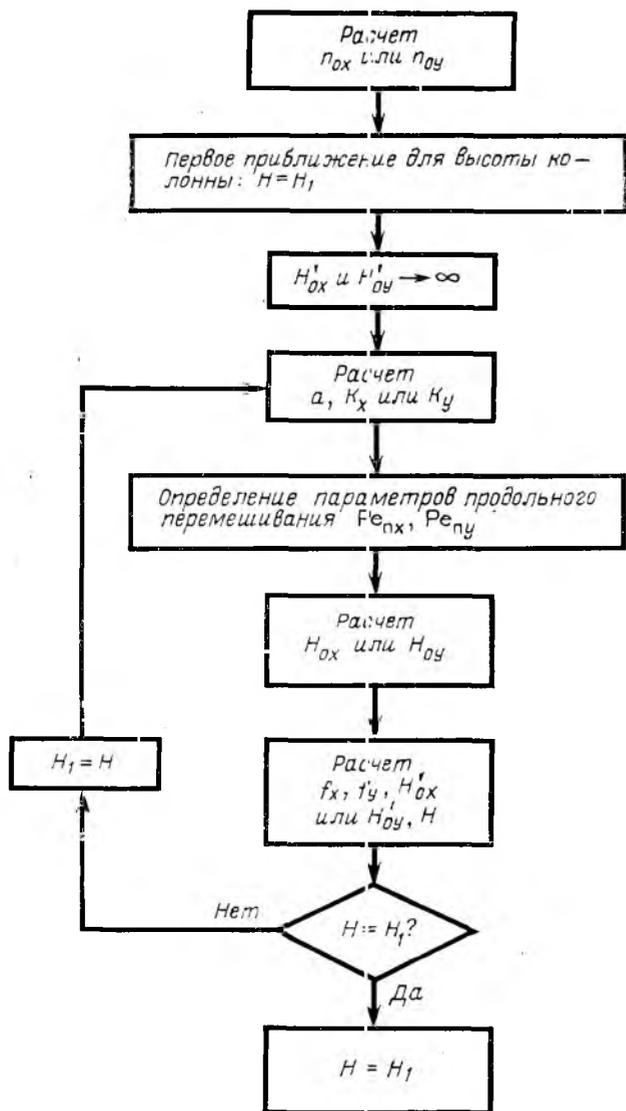


Рис. III.5. Схема расчета высоты колонны с учетом продольного перемешивания.

вательных приближений по схеме, приведенной на рис. III.5.

Пример 7. Определить высоту насадки для процесса абсорбции, рассмотренного в Примерах 3, 5 и 6. Оценить влияние продольного перемешивания на высоту насадки.

Число единиц переноса. Рассчитаем общее число единиц переноса по газовой фазе. Так как коэффициент распределения для данного процесса является постоянным при выражении концентрации в мольных долях, используем этот способ характеристики составов. Уравнение (III.36) в этом случае примет вид:

$$n_{oy} = \int_{y_K=0,01098}^{y_H=0,1} \frac{dy}{y - mx}$$

(пределы интегрирования равны конечной и начальной концентрациям газа). Для вычисления интеграла нужно выразить зависимость концентрации в жидкой фазе от состава газа. Если в уравнение рабочей линии (III.9) подставить выражения для расходов газа и жидкости

$$G = \frac{G_K(1-y_K)}{1-y} \quad L = \frac{L_K(1-x_K)}{1-x}$$

и решить полученное уравнение относительно x , то

$$x = \frac{L_K x_K - G_K y_K + G_K(1-y_K)y}{L_K(1-y) + L_K x_K y - G_K y_K + G_K(1-y_K)y}$$

Подставив это выражение в интеграл и вычислив последний, получим $n_{oy} = 8,18$.

Среднее значение H_{oy} для режима идеального вытеснения определено в примере 6: $H_{oy} = 1,25$ м. Следовательно, в отсутствие продольного перемешивания высота насадки должна быть равной $1,25 \cdot 8,18 = 10,2$ м. Возьмем эту величину в качестве первого приближения для высоты колонны.

Коэффициенты продольного перемешивания. Найдем коэффициенты продольного перемешивания для насадочной колонны с помощью следующих эмпирических уравнений [13, 14]:

$$\frac{w_x d_3}{E_x} = 0,00758 \left(\frac{\rho_x w_x d_3}{\mu_x} \right)^{0,703} \quad (III.41)$$

$$\frac{w_y d_3}{E_y} = 2,4 \left(\frac{\rho_y w_y d_3}{\mu_y} \right)^{-0,2} 10^{-\left(0,013 - 0,088 \frac{d_3}{D}\right)} \quad (III.42)$$

Подставляя в эти уравнения найденные выше (в примерах 3, 5 и 6) значения скоростей и свойства фаз, получаем: для жидкой фазы

$$\frac{w_x d_3}{E_x} = 0,00758 \left(\frac{997 \cdot 0,04 \cdot 0,0349}{0,891 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,703} = 1,33$$

$$E_x = \frac{w_x d_3}{1,33} = \frac{0,04 \cdot 0,0349}{1,33} = 0,00105 \text{ м}^2/\text{с}$$

для газовой фазы в нижней части колонны

$$\frac{w_y d_3}{E_y} = 2,4 \left(\frac{5,01 \cdot 0,0248 \cdot 0,0349}{1,21 \cdot 10^{-5}} \right)^{-0,2} \times 10^{-\left(0,013 - 0,088 \frac{0,0349}{1,6}\right)} = 0,722$$

$$E_y = \frac{0,0248 \cdot 0,0349}{0,722} = 0,0012 \text{ м}^2/\text{с}$$

Для верха колонны $E_y = 0,00095 \text{ м}^2/\text{с}$. При расчете колонны используем большее значение E_y .

Какая высота единицы переноса. Рассчитаем величину H'_{oy} по уравнениям (III.39), пренебрегая в первом приближении вторыми членами правой части уравнений (III.40).

Найдем:

$$Pe_{ny} = \frac{w_y H}{E_y} = \frac{0,0248 \cdot 10,2}{0,0012} = 211$$

$$Pe_{nx} = \frac{w_x H}{E_x} = \frac{0,04 \cdot 10,2}{0,00105} = 389$$

Такие высокие значения чисел Пекле для продольного перемешивания свидетельствуют о близости структуры потоков к режиму идеального вытеснения.

Тогда

$$f_y \cong \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-211)]}{211} \right\}^{-1} = 1,005$$

$$f_x \cong \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-389)]}{389} \right\}^{-1} = 1,003$$

$$H'_{oy} = 1,25 + \frac{0,0012}{0,0248 \cdot 1,005} +$$

$$+ \left(\frac{82,5 \cdot 0,04022}{4,44} \right) \left(\frac{0,00105}{0,04 \cdot 1,003} \right) = 1,32 \text{ м}$$

В уравнение (III.39) подставлены мольные расходы фаз, так как величина $m = 82,5$ при выражении концентраций в мольных долях. В соответствии с полученным значением H_{oy} высота колонны должна быть равна $H = H'_{oy} n_{oy} = 1,32 \cdot 8,18 = 10,8$ м. Используя это значение высоты колонны для второго приближения, находим:

$$Pe_{ny} = \frac{0,0248 \cdot 10,8}{0,0012} = 223$$

$$Pe_{nx} = \frac{0,04 \cdot 10,8}{0,00105} = 411$$

$$f_y = \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-223)]}{223} \right\}^{-1} +$$

$$+ \left(1 - \frac{82,5 \cdot 0,04022}{4,44} \right) \frac{0,0012}{0,0248 \cdot 1,32} = 1,014$$

$$f_x = \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-411)]}{411} \right\}^{-1} -$$

$$- \left(1 - \frac{82,5 \cdot 0,04022}{4,44} \right) \left(\frac{0,00105}{0,04 \cdot 1,32} \right) = 0,9974$$

$$H'_{oy} = 1,25 + \frac{0,0012}{0,0248 \cdot 1,014} \left(\frac{82,5 \cdot 0,04022}{4,44} \right) \times$$

$$\times \left(\frac{0,00105}{0,04 \cdot 0,9974} \right) = 1,32 \text{ м}$$

$$H = 1,32 \cdot 8,18 = 10,8 \text{ м}$$

Как видно, во втором приближении получено то же значение высоты колонны, что и в первом. Результаты расчета показали, что влияние продольного перемешивания на высоту насадки в данном случае незначительно: без учета продольного перемешивания высота колонны ($H = 10,2$ м) лишь на 6 % меньше.

1.8. РАСЧЕТ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ В АППАРАТАХ СО СТУПЕНЧАТЫМ КОНТАКТОМ ФАЗ

Наиболее типичными аппаратами со ступенчатым контактом фаз являются тарельчатые колонны и смесительно-отстойные экстракторы. Методы расчета числа реальных ступеней таких аппаратов различаются в зависимости от способа оценки эффективности ступени.

Средняя эффективность ступени η определяется отношением числа теоретических ступеней к числу реальных ступеней N , необходимых для осуществления данного процесса:

$$\eta = n_T / N \quad (III.43)$$

На понятие средней эффективности ступени основан простейший метод расчета числа ступеней. Он заключается в расчете числа теоретических ступеней и определении средней эффективности ступени по опытным данным или эмпирическим уравнениям.

Эффективность ступени по Мерффи представляет собой отношение изменения концентрации распределяемого компонента в одной из фаз на данной ступени массообменного аппарата к изменению концентрации в этой фазе, которое имело бы место, если бы конечная концентрация в ней соответствовала равновесию с конечной концентрацией в другой фазе. Так же, как коэффициенты массопередачи, общие высоты и числа единиц переноса, эффективность ступени по Мерффи может выражаться для любой из фаз. Если использовать обозначения, приведенные на рис. III.1, то эффективность по Мерффи n -й ступени будет определяться следующими уравнениями:

$$E_{Mx} = \frac{x_n - x_{n+1}}{x^*(y_n) - x_{n+1}} \quad (III.44)$$

$$E_{My} = \frac{y_{n-1} - y_n}{y_{n-1} - y^*(x_n)}$$

Концентрация в правой части уравнений (III.44) могут быть выражены в любых единицах.

Достоинством этого метода оценки эффективности ступени является то, что величины E_{Mx} и E_{My} могут быть связаны с коэффициентами массопереноса и

структурой потоков внутри ступени. Так, при полном перемешивании в обеих фазах

$$E_{My} = \frac{n'_{oy}}{1 + n'_{oy}} \quad E_{Mx} = \frac{n'_{ox}}{1 + n'_{ox}} \quad (III.45)$$

При идеальном перемешивании в жидкой фазе и идеальном вытеснении в газовой фазе

$$E_{My} = 1 - \exp(-n'_{oy})$$

$$E_{Mx} = \frac{1 - \exp\left(-n'_{ox} \frac{L}{mG}\right)}{1 + \left(\frac{L}{mG} - 1\right) \exp\left(-n'_{ox} \frac{L}{mG}\right)} \quad (III.46)$$

Уравнения (III.45) и (III.46) являются строгими при постоянстве расходов фаз и линейности линии равновесия. В пределах одной ступени, как правило, изменение расходов фаз и наклона линии равновесия невелико.

Локальная эффективность ступени. Этот способ оценки эффективности ступени применяют для колонн с переточными тарелками. Применение его позволяет учесть продольное перемешивание в жидкой фазе, например, на барботажных тарелках. При определении понятия локальной эффективности (рис. III.6) принимается, что газовая фаза в межтарельчатом пространстве полностью перемешивается и входит на тарелку всюду с одинаковой концентрацией. Концентрация в жидкости на тарелке принимается одинаковой по вертикали, но изменяющейся в горизонтальном направлении. В соответствии с этим и состав газа непосредственно при выходе из зоны контакта с жидкостью (из барботажного слоя) должен быть различным в разных местах тарелки.

Локальная эффективность может быть выражена как по газовой, так и по жидкой фазе; она определяется следующими уравнениями:

$$E_{oy} = \frac{y_{n-1} - y}{y_{n-1} - y^*(x)} \quad E_{ox} = \frac{x - x_{n+1}}{x^*(y) - x_{n+1}} \quad (III.47)$$

где y — концентрация выходящего из барботажного слоя газа в данной точке тарелки; x — концентрация жидкости в этой же точке.

При расчете барботажных тарелок обычно используют локальную эффективность по газовой фазе и принимают для газа модель идеального перемешивания или идеального вытеснения. Тогда

$$E_{oy} = \frac{n'_{oy}}{1 + n'_{oy}} \quad (\text{при идеальном перемешивании}) \quad (III.48)$$

$$E_{oy} = 1 - e^{-n'_{oy}} \quad (\text{при идеальном вытеснении}) \quad (III.49)$$

Продольное перемешивание в жидкой фазе можно учитывать разными способами. При использовании диффузионной модели эффективность ступени по

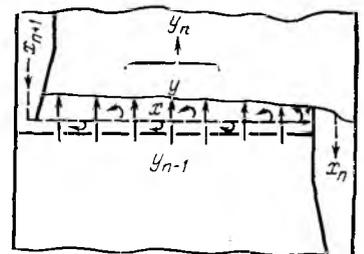


Рис. III.6. К определению локальной эффективности тарелки.

Мэрффри выражается через локальную эффективность, принимаемую постоянной [15]:

$$E_{My \text{ оу}} = E \left\{ \frac{1 - \exp[-(\eta + Pe_{пх})]}{(\eta + Pe_{пх}) [1 + (\eta + Pe_{пх})/\eta]} + \frac{\exp \eta - 1}{\eta [1 + \eta / (\eta - Pe_{пх})]} \right\} \quad (III.50)$$

где $Pe_{пх} = l^2/E_x\tau$ — критерий Пекле для продольного перемешивания в жидкой фазе на тарелке; l — длина пути жидкости на тарелке; τ — среднее время пребывания жидкости; E_x — коэффициент продольного перемешивания.

Коэффициент η определяется из соотношения

$$\eta = \frac{Pe_{пх}}{2l} \left[\sqrt{1 - \frac{4E_{оу}}{LPe_{пх}} - 1} \right] \quad (III.51)$$

Отстойные зоны в аппаратах со ступенчатым контактом фаз не всегда обеспечивают их полное разделение и, следовательно, возможно обратное движение фаз, что искажает противоток между ступенями и уменьшает эффективность аппарата. Для барботажных тарелок можно учесть влияние уноса газом брызг жидкости, введя поправку в эффективность ступени по Мэрффри [4]:

$$E_{My}^* = \frac{E_{My}}{1 + eE_{My}} \quad (III.52)$$

где e — количество уносимой газом жидкости в долях от ее массового расхода; E_{My} — эффективность ступени по Мэрффри с учетом уноса.

Для определения числа реальных ступеней на основе эффективности ступени по Мэрффри можно использовать графический метод, заключающийся в построении кинетической кривой [16], выражающей зависимость между концентрациями фаз, выходящих с одной и той же ступени.

Графический метод построения кинетической кривой с помощью эффективностей ступени по Мэрффри основан на том, что для точек, лежащих на кинетической кривой (например, для точки C на рис. III.7), должны соблюдаться следующие равенства:

$$E_{Mx} = \frac{x_n - x_{n+1}}{x^*(y_n) - x_{n+1}} = \frac{CB_1}{B_2B_1}$$

$$E_{My} = \frac{y_{n-1} - y_n}{y_{n-1} - y^*(x_n)} = \frac{CA_1}{A_2A_1}$$

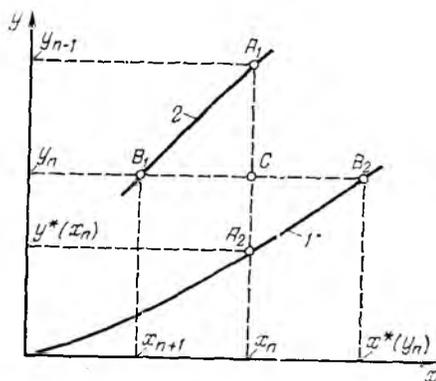


Рис. III.7. Построение кинетической кривой:

1 — линия равновесия; 2 — участок рабочей линии; C — точка на кинетической кривой.

Следовательно, если задаться величиной y , то вторую координату точки, лежащей на кинетической кривой, можно найти по уравнению

$$x = x_{B_1} + (x_{B_2} - x_{B_1}) E_{Mx} \quad (III.53)$$

где x_{B_1} и x_{B_2} — x -координаты соответственно рабочей и равновесной линий при данном y .

Если же задаться величиной x , то y -координата кинетической кривой будет определяться уравнением

$$y = y_{A_1} + (y_{A_2} - y_{A_1}) E_{My} \quad (III.54)$$

где y_{A_1} и y_{A_2} — y -координаты соответственно рабочей и равновесной линий при данном x .

При графическом построении кинетической кривой задаются рядом значений x в интервале от x_n до x_{n+1} (если расчет ведется на основе коэффициентов E_{My}) или рядом значений y в интервале от y_k до y_n (если используются коэффициенты E_{Mx}) и для каждой концентрации рассчитывают эффективность ступени по Мэрффри. Методы расчета E_{Mx} или E_{My} определяются типом массообменного аппарата. Затем для каждого значения x или y по уравнению (III.53) или (III.54) находят значение второй координаты точки на кинетической кривой. Число реальных ступеней определяют, строя ступенчатую линию между рабочей линией и кинетической кривой.

Пример 8. Определить графическим методом число ступеней смесительно-отстойного экстрактора для извлечения тетрахлоридом углерода 95 % брома из водного раствора, содержащего 1% (масс.) брома. Расход водного раствора 15 кг/с, тетрахлорида углерода — 1,187 кг/с. В качестве смесительных секций экстрактора использовать аппарат с мешалкой, описанный в Примере 4. Принять что тетрахлорид углерода на входе в экстрактор не содержит брома. Сопротивлением массопереносу в органической фазе пренебречь. Температура процесса 25 °С.

Материальный баланс процесса. Из уравнений (III.7) и (III.3), записанных применительно к экстракции (см. обозначения в табл. III.2), получим:

$$M = 0,95 \cdot 0,01 \cdot 15 = 0,1425 \text{ кг/с}$$

$$G_{хк} = 15 - 0,1425 = 14,86 \text{ кг/с}$$

$$G_{ук} = 1,187 + 0,1425 = 1,329 \text{ кг/с}$$

$$x_k = \frac{15 \cdot 0,01 - 0,1425}{14,86} = 0,000505 \text{ масс. доли}$$

$$y_k = \frac{0 + 0,1425}{1,329} = 0,1072 \text{ масс. доли}$$

Равновесие между фазами. Имеются следующие экспериментальные данные по равновесному распределению брома между водой и тетрахлоридом углерода при 25 °С [17]:

Содержание брома,
% (масс.)

в воде	0,244	0,472	0,566	0,661
в CCl ₄	4,31	8,55	10,87	12,43

На рис. III.8 построена соответствующая этим данным линия равновесия.

Построение рабочей линии. Применительно к экстракции уравнение (III.9) может быть записано в следующем виде:

$$x = \frac{G_y}{G_x} y + \frac{G_{хк}}{G_x} x_k - \frac{G_{уn}}{G_x} y_n$$

Для построения рабочей линии зададимся рядом концентраций брома в CCl₄ (в пределах от y_n до y_k) и рассчитаем соответствующие концентрации брома в воде. Расходы фаз G_x и G_y найдем с помощью уравнений (III.12) и (III.13), которые для экстракции принимают вид:

$$G_y = \frac{G_{уn}(1 - y_n)}{1 - y} \quad G_x = G_y + G_{хк} - G_{уn}$$

Например, при $y = 0,02$ получаем:

$$G_y = \frac{1,187(1-0)}{1-0,02} = 1,211 \text{ кг/с}$$

$$G_x = 1,211 + 14,86 - 1,187 = 14,88 \text{ кг/с}$$

$$x = \frac{1,211}{14,88} \cdot 0,02 + \frac{14,86}{14,88} \cdot 0,00505 = \frac{1,187}{14,88} = 0$$

$$= 0,00213 \text{ масс. доли.}$$

Результаты расчета координат рабочей линии при других значениях y приведены ниже:

$y \cdot 10^2$, масс. доли	G_y , кг/с	G_x , кг/с	$x \cdot 10^2$, масс. доли	ρ_y , кг/м ³	ρ_x , кг/м ³	$V_y \cdot 10^3$, м ³ /с	$V_x \cdot 10^3$, м ³ /с	Φ
$y_H = 0$	1,187	14,86	0,0505	1584	997	0,745	14,9	0,0476
2	1,211	14,88	0,213	1600	998	0,757	14,9	0,0483
4	1,237	14,91	0,382	1616	1000	0,766	14,9	0,0489
6	1,263	14,93	0,558	1632	1001	0,774	14,9	0,0494
8	1,291	14,96	0,741	1648	1002	0,783	14,9	0,0499
10	1,320	14,99	0,931	1665	1003	0,793	14,9	0,0505
$y_K = 10,72$	1,329	15	1	1672	1004	0,796	14,9	0,0507

По этим данным на рис. III.8 построена рабочая линия процесса.

Удерживающая способность. В приведенной таблице даны также результаты расчета плотности фаз, их объемных расходов и удерживающей способности. Плотности фаз рассчитывались по уравнению

$$\rho = \frac{1}{x_1/\rho_1 + x_2/\rho_2} \quad (\text{III.55})$$

где x_1, x_2 — массовые доли компонентов; ρ_1, ρ_2 — плотности компонентов.

Так, при содержании брома, равном 2% (масс.) плотность экстрактора его в CCl_4 равна:

$$\rho_y = \frac{1}{0,98/1584 + 0,02/3100} = 1600 \text{ кг/м}^3$$

Здесь 1584 и 3100 кг/м^3 — плотность соответственно тетрахло- рида углерода и брома при 25 °C [1]. При $y = 0,02$ масс. доли массовый расход экстракта G_y составляет 1,211 кг/с ; следовательно, его объемный расход $V_y = G_y/\rho_y = 1,211/1600 = 0,757 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Концентрации брома в CCl_4 , равной 2%

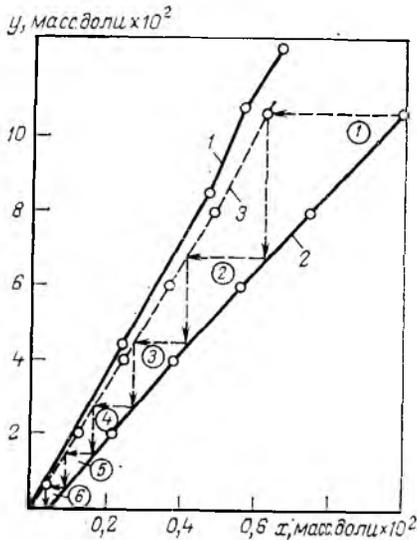


Рис. III.8. Графическое определение числа ступеней (к примеру 8): 1 — линия равновесия; 2 — рабочая линия; 3 — кинетическая кривая.

(масс.), соответствует рабочая концентрация брома в воде 0,213% (масс.). Плотность этого водного раствора при 25 °C, вычисленная по уравнению (III.55), равна $\rho_x = 998,4 \text{ кг/м}^3$; массовый расход $G_x = 14,88 \text{ кг/с}$; объемный расход $V_x = 14,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Соотношение объемов фаз в аппарате с мешалкой можно принять равным соотношению объемных расходов фаз. В рассматриваемом случае диспергироваться должен тетрахло- рид углерода, ввиду значительно меньшего его расхода. Следовательно, объемная доля дисперсной фазы (удерживающая способность) может быть рассчитана по уравнению

$$\Phi = \frac{V_y}{V_x + V_y}$$

Например, при $y = 0,02$ масс. доли, удерживающая способность равна $\Phi = 0,757 \cdot 10^{-3} / (0,757 \cdot 10^{-3} + 14,9 \cdot 10^{-3}) = 0,0483$.

Средний размер капель. В примере 4 рассчитан средний размер капель при перемешивании тетрахло- рида углерода и воды в аналогичном аппарате с мешалкой ($\Phi = 0,05$). Данных по межфазному натяжению между водой и тетрахло- ридом углерода в присутствии брома в литературе нет. Если принять межфазное натяжение равным межфазному натяжению между чистыми водой и тетрахло- ридом углерода (0,046 Н/м), то расчет среднего размера капель по уравнению (III.21) при всех значениях удерживающей способности дает примерно одинаковое значение $d = 0,268 \text{ мм}$.

Коэффициент массопередачи. Ввиду большого значения коэффициента распределения (в пользу тетра- хлорида углерода, являющегося дисперсной фазой) коэффициент массопередачи в данном случае может быть принят равным коэффициенту массоотдачи в сплошной фазе (в воде). Коэффициент массоотдачи в сплошной фазе в аппаратах с мешалкой можно рассчитать по следующему эмпирическому уравнению [18]:

$$\beta_c = 0,016nD_M(\text{Prc}')^{-0,5} \quad (\text{III.56})$$

где n — частота вращения мешалки; D_M — диаметр мешалки; Prc' — диффузионный критерий Прандтля для сплошной фазы.

В данном случае сплошной фазой является водный раствор брома. Вязкость и плотность этого раствора можно ввиду малого содержания брома принять равными вязкости и плотности воды при 25 °C ($\mu_c = 0,891 \text{ мПа} \cdot \text{с}$, $\rho_c = 997 \text{ кг/м}^3$). Коэффициент диффузии в разбавленных растворах брома в воде равен $0,9 \times 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$ при 12 °C [19]. При 25 °C коэффициент диффузии в сплошной фазе в соответствии с уравнением (III.31) равен:

$$D_c = 0,9 \cdot 10^{-9} \frac{(273,15 + 25) 1,236}{(273,15 + 12) 0,891} = 1,3 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

где 1,236 $\text{мПа} \cdot \text{с}$ — вязкость воды при 12 °C.

Для аппаратов с мешалкой, используемых в данном процессе в качестве смесительных секций смесительно-отстойного экстрактора, $n = 4 \text{ с}^{-1}$, $D_M = 0,2 \text{ м}$ (см. пример 4). Следовательно

$$\beta_x = \beta_c = 0,016(nD_M) \left(\frac{\mu_c}{\rho_c D_c} \right)^{-0,5} = 0,016 \cdot 4 \cdot 0,2 \left(\frac{0,891 \cdot 10^{-3}}{997 \cdot 1,3 \cdot 10^{-9}} \right)^{-0,5} = 4,88 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$$

Таким образом, пренебрегая диффузионным сопротивлением в фазе тетрахло- рид углерода, коэффициент массопередачи, выраженный по фазе рафината, можно принять равным $4,88 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$. Построение кинетической кривой. Для определения координат кинетической кривой зададимся рядом значений y и найдем соответствующие им значения межфазной поверхности F' , чисел единиц переноса n'_{ox} , приходящихся на одну ступень, и эффективности ступени по Мерффи E_{Mx} . Так, при $y = 0,02$ мол. доли $\Phi = 0,0483$ (см. табл.). Следовательно

$$a = \frac{6\Phi'}{d} = \frac{6 \cdot 0,0483}{0,268 \cdot 10^{-3}} = 1080 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

$$F' = av = 1080 \cdot 0,15 = 162 \text{ м}^2$$

Общее число единиц переноса по фазе рафината n'_{ox} в данном случае приблизительно равно числу единиц переноса для водной фазы. В соответствии с уравнением (III.24)

$$n'_{ox} = n'_x = \frac{\beta_x F'}{V_x} = \frac{4,88 \cdot 10^{-4} \cdot 162}{14,9 \cdot 10^{-3}} = 5,3$$

Так как структура потоков в аппаратах с мешалкой близка к идеальному перемешиванию, эффективность ступени по Мэрфи можно рассчитать с помощью уравнения (III.45):

$$E_{Mx} = \frac{n'_{ox}}{1 + n'_{ox}} = \frac{5,3}{1 + 5,30} = 0,841$$

Теперь с помощью уравнения (III.53) легко найти x -координату кинетической кривой при $y = 0,02$ масс. доли:

$$x = 0,00213 + (0,00113 - 0,00213) 0,841 = 0,00129$$

где $x_{B_0} = 0,00113$ масс. доли — концентрация брома в воде, равновесная с концентрацией в тетрагидриде углерода при $y = 0,02$ масс. доли (определена линейной интерполяцией из равновесных данных, приведенных на с. 56). Аналогичным образом можно найти и другие координаты кинетической кривой. Результаты расчетов приведены ниже:

$y \cdot 10^2$, масс. доли	$x \cdot 10^2$, масс. доли (рабочая линия)	F' , м ²	n'_{ox}	E_{ox}	$x \cdot 10^2$, масс. доли (кинетиче- ская кривая)
$y_{II} = 0$	0,0505	160	5,24	0,840	0,008
2	0,213	162	5,30	0,841	0,129
4	0,382	164	5,37	0,843	0,247
6	0,558	166	5,44	0,845	0,370
8	0,741	168	5,50	0,846	0,490
10	0,931	170	5,57	0,848	0,594
$y_K = 10,72$	1	170	5,57	0,848	0,629

По результатам расчетов построена кинетическая кривая на рис. III.8. На этом рисунке построена также ступенчатая линия между кинетической кривой и рабочей линией, из которой следует, что для осуществления данного процесса необходим смесительно-отстойный экстрактор, состоящий из 6 ступеней.

2. НЕПРЕРЫВНАЯ РЕКТИФИКАЦИЯ БИНАРНЫХ СИСТЕМ

Будем рассматривать процесс непрерывной ректификации в колоннах, в которых исходная смесь разделяется на два продукта: верхний продукт, или дистиллят, обогащенный более летучим компонентом, и нижний продукт, или кубовый остаток, обогащенный менее летучим компонентом (рис. III.9). Кипятильник и дефлегматор будем считать аппаратами соответственно полного испарения и полной конденсации.

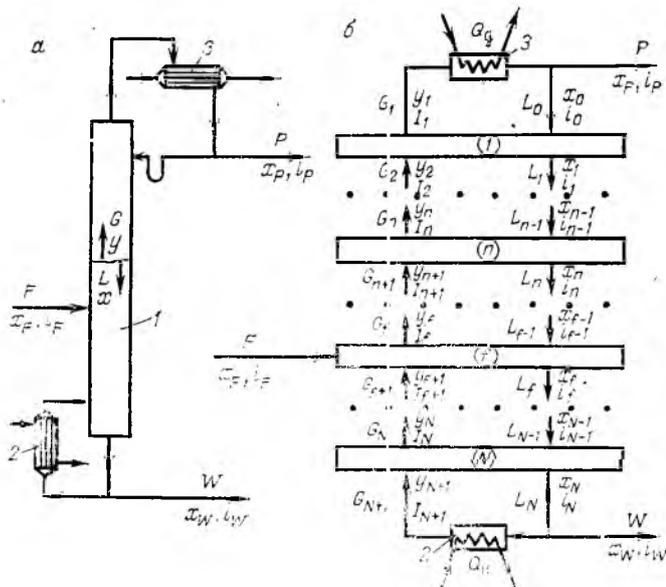


Рис. III.9. Схемы ректификационных установок: а — при непрерывном контакте фаз; б — при ступенчатом контакте фаз (N ступеней); 1 — ректификационная колонна; 2 — кипятильник; 3 — дефлегматор.

Составы фаз будем характеризовать концентрацией более летучего компонента в мольных долях. Обозначения для расходов, составов и энтальпий фаз показаны на рис. III.9 (в аппаратах со ступенчатым контактом G_n , y_n и L_n обозначают соответственно расход, состав и энтальпию пара, уходящего с n -й ступени; L_n , x_n и i_n — расход, состав и энтальпию жидкости, стекающей с n -й ступени; f — номер ступени, на которую подается питание).

2.1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ И ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНСЫ

Материальный и тепловой балансы процесса непрерывной ректификации могут быть выражены следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} F &= P + W \\ Fx_F &= Px_P + Wx_W \\ Q_D &= P(R + 1)(I_1 - i_D) \end{aligned} \quad (III.57)$$

$$Q_K = Q_D + Pi_P + Wi_W - Fi_F + Q_{II}$$

где Q_D и Q_K — тепловые нагрузки дефлегматора и кипятильника; R — флегмовое число; I_1 — энтальпия пара, поступающего в дефлегматор; Q_{II} — потери тепла.

Обычно при расчете ректификации бинарной смеси заданы расход, состав и состояние исходной смеси, а также составы дистиллята и кубового остатка. Первые два уравнения из системы (III.57) используются для определения расходов дистиллята и кубового остатка, а третье и четвертое уравнения — для определения тепловых нагрузок кипятильника и дефлегматора при выбранном флегмовом числе.

2.2. РАСЧЕТ ЧИСЛА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ СТУПЕНЕЙ

Для определения числа теоретических ступеней, необходимых для осуществления процесса бинарной ректификации, кроме параметров исходной смеси и составов куба и дистиллята нужно задать флегмовое число и номер теоретической ступени, на которую подается питание. Выбор последней обычно производится в процессе расчета, так, чтобы общее число ступеней было минимальным. Оптимальной чаще всего является подача питания на первую (считая сверху) ступень, с которой стекает жидкость, содержащая меньше легколетучего компонента, чем в исходной смеси.

Точный расчет числа теоретических ступеней основан на модели ректификационной колонны со ступенчатым контактом фаз (рис. III.9, б), причем каждая ступень принимается теоретической. Расчет заключается в последовательном определении, от ступени к ступени, расходов, составов и энтальпий фаз с помощью уравнения фазового равновесия (III.11), а также материального и теплового балансов. Для верхней (укрепляющей) части колонны ($n < f$) уравнения внутреннего материального и теплового баланса имеют вид:

$$\begin{aligned} G_{n+1} &= L_n + P \\ G_{n+1}y_{n+1} &= L_nx_n + Px_P \end{aligned} \quad (III.58)$$

$$G_{n+1}i_{n+1} = L_ni_n + Pi_P + Q_D$$

Для нижней (исчерпывающей) части колонны ($n > f$) соответствующие уравнения образуют следующую систему:

$$\begin{aligned} L_n &= G_{n+1} + W \\ L_nx_n &= G_{n+1}y_{n+1} + Wx_W \\ L_ni_n &= G_{n+1}i_{n+1} + Wi_W - Q_K \end{aligned} \quad (III.59)$$

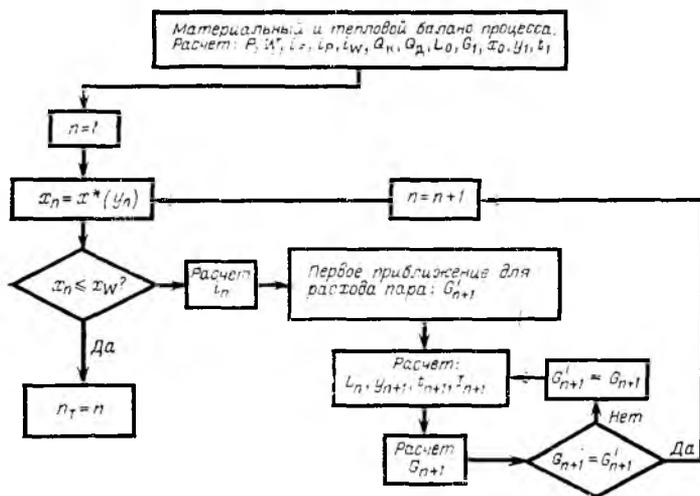


Рис. III.10. Схема точного расчета числа теоретических ступеней бинарной ректификации.

В системах уравнений (III.58) и (III.59) не учтены потери тепла. При точной записи тепловых балансов в правую часть последнего из уравнений (III.58) нужно добавить член, учитывающий потери тепла в верхней части колонны (выше n -й ступени), а в правую часть последнего из уравнений (III.59) должны войти потери тепла в нижней части поверхности колонны (ниже n -й ступени).

Одна из возможных схем точного расчета числа теоретических ступеней для процесса бинарной ректификации показана на рис. III.10. Сначала из материального баланса определяют расходы дистиллята и кубового остатка. При полной конденсации паров в дефлегматоре должно соблюдаться следующее условие:

$$y_1 = x_0 = x_p \quad (III.60)$$

Уравнение (III.60) позволяет найти состав пара, уходящего с верха колонны, и состав флегмы. По составу пара можно найти температуру его конденсации t_1 . При этой температуре будет выходить пар с первой ступени. Температуру флегмы можно принять равной t_1 (если пренебречь ее переохлаждением в дефлегматоре). Знание температур и составов пара, поступающего в дефлегматор, и флегмы дает возможность определить их энтальпии I_1 и i_0 . Расходы пара G_1 и флегмы L_0 определяются флегмовым числом:

$$G_1 = P(R + 1) \quad L_0 = PR \quad (III.61)$$

Теперь можно найти тепловые нагрузки дефлегматора и кипятивника, рассчитав энтальпии исходной смеси и кубового остатка (энтальпия дистиллята при полной конденсации паров в дефлегматоре равна энтальпии флегмы). После этих предварительных вычислений проводится последовательный расчет составов, расходов, температур и энтальпий фаз для всех ступеней.

Сначала с помощью равновесных данных находим состав жидкости, выходящей с первой «теоретической ступени»: $x_1 = x^*(y_1)$. Температура этой жидкости должна быть равна t_1 . Расход ее, а также расход, состав и температура пара, поступающего на первую ступень со второй, определяются системой уравнений (III.58). Эта система сравнительно быстро решается методом последовательных приближений. Задавшись расходом G_{n+1} , находим L_n и y_{n+1} из первых двух уравнений системы (III.58). По температуре конден-

сации пара состава y_{n+1} определяем его энтальпию и с помощью последнего из уравнений (III.58) находим новое значение G_{n+1} , которое используется для следующего приближения. Решив эту систему при $n = 1$, находим G_2 , y_2 , t_2 , I_2 и L_1 . Далее переходим ко второй ступени и из условия равновесия находим $x_2 = x^*(y_2)$. Решая систему уравнений (III.58) при $n = 2$, определяем G_3 , y_3 , t_3 , I_3 и L_2 . Затем переходим к третьей ступени и т. д.

Для ступеней, лежащих ниже ступени питания, вместо систем уравнений (III.58) решают систему уравнений (III.59). Расчет продолжается до тех пор, пока содержание легколетучего компонента в жидкости, стекающей с какой-либо ступени, не станет меньше его содержания в кубовом остатке. Номер этой ступени равен числу теоретических ступеней, при котором кубовый остаток содержит не более заданного количества легколетучего компонента.

Пример 9. Определить число теоретических ступеней, необходимых для разделения при нормальном давлении смеси ацетон—вода, содержащей 0,1 мол. доли ацетона, если $x_p = 0,9$, а $x_W = 0,001$ мол. доли. Флегмовое число $R = 0,6$. Исходная смесь подается в колонну в виде жидкости, нагретой до температуры кипения. Потерями тепла пренебречь.

Равновесие между фазами. Используем следующие данные по изобарному равновесию пар—жидкость для системы ацетон—вода при нормальном давлении [20]:

x , мол. доли	y , мол. доли	t , °C	x , мол. доли	y , мол. доли	t , °C
0,0	0,0	100	0,4439	0,8421	60,3
0,0115	0,2791	92	0,5096	0,8524	59,8
0,0221	0,4488	85,2	0,6232	0,8603	59,4
0,0638	0,6809	72,1	0,6829	0,8723	58,8
0,1164	0,7777	65,3	0,7629	0,8871	58,35
0,1727	0,8073	62,7	0,8208	0,9037	58,1
0,3085	0,8309	60,9	0,9004	0,9353	57,6

Расчет энтальпий. Мольные теплоты испарения ацетона и воды равны [1]:

Теплота испарения, кДж/кмоль	t , °C			
	50	60	80	100
ацетона (r_1)	30 600	30 030	28 750	27 410
воды (r_2)	42 920	42 490	41 600	40 670

Ввиду отсутствия данных зависимости теплоемкости водных растворов ацетона от температуры используем значения теплоемкости растворов при комнатной температуре [1]:

x , мол. доли	0	0,0333	0,0720	0,171
c_p , кДж/кмоль·К	75,3	80,3	85,3	96,3
x , мол. доли	0,318	0,42	0,554	0,736
c_p , кДж/кмоль·К	109	116	121	126

Теплоты смешения ацетона и воды при 25 °C равны [21]:

x , мол. доли	0,05	0,125	0,251	0,375
$\Delta H_{см}$, кДж/кмоль	-385	-624	-608	-419
x , мол. доли	0,498	0,624	0,721	0,874
$\Delta H_{см}$, кДж/кмоль	-177	67	202	272

С помощью приведенных данных можно рассчитать (принимая за стандартное состояние компонентов в жидком виде при 25 °C) энтальпии смесей ацетона и воды по следующим уравнениям:

$$i = \Delta H_{см} + c_p(t - 25)$$

$$I = \Delta H_{см} + c_p(t - 25) + yr_1 + (1 - y)r_2$$

При выполнении расчетов все искомые величины находили линейной интерполяцией с помощью уравнения:

$$q = q_1 + \frac{q_2 - q_1}{s_2 - s_1}(s - s_1)$$

где q — искомая величина, зависящая от параметра s ; q_1 и q_2 — ближайшие известные значения величины q при s , равном соот-

ветственно s_1 и s_2 . Так, температура кипения исходной смеси, содержащей 0,1 мол. доли ацетона, равна:

$$t_F = 72,1 + \frac{72,1 - 65,3}{0,0638 - 0,1164} (0,1 - 0,0638) = 67,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

где 72,1 и 65,3 $^\circ\text{C}$ — температуры кипения смесей, содержащих соответственно 0,0638 и 0,1164 мол. доли ацетона.

Определив затем таким же образом теплоту смешения (-540 кДж/кмоль) и теплоемкость [88,4 кДж/(кмоль·К)] при $x = 0,1$, находим энтальпию исходной смеси:

$$i_F = -540 + 88,4 (67,4 - 25) = 3210 \text{ кДж/кмоль}$$

Аналогично находим температуру (99,3 $^\circ\text{C}$) и энтальпию кубового остатка ($i_W = 5610$ кДж/кмоль). Для определения энтальпий дистиллята и пара, поступающего в дефлегматор с верхней тарелки, путем интерполяции находим: температуру конденсации пара, содержащего 0,9 мол. доли ацетона (58,2 $^\circ\text{C}$), теплоту смешения при этой концентрации (230 кДж/кмоль), теплоемкость раствора [127 кДж/(кмоль·К)], а также теплоты испарения ацетона (30 100 кДж/кмоль) и воды (42 600 кДж/кмоль) при 58,2 $^\circ\text{C}$. В результате получим:

$$i_P = 230 + 127 (58,2 - 25) = 4450 \text{ Дж/кмоль}$$

$$i_1 = 230 + 127 (58,2 - 25) + 0,9 \cdot 30100 + (1 - 0,9) 42600 = 35800 \text{ кДж/кмоль}$$

Материальный и тепловой баланс. Из системы уравнений (III.57), принимая расход исходной смеси равным 1 кмоль/с, находим:

$$P = F \frac{x_F - x_W}{x_P - x_W} = 1 \frac{0,1 - 0,001}{0,9 - 0,001} = 0,1101 \text{ кмоль/с}$$

$$W = F - P = 1 - 0,1101 = 0,8899 \text{ кмоль/с}$$

$$Q_D = P (R + 1) (i_1 - i_P) = 0,1101 (1 + 0,6) (35800 - 4450) = 5523 \text{ кВт}$$

$$Q_K = Q_D + P i_P W i_W - F i_F = 5523 + 0,1101 \cdot 4450 + 0,8899 \times 5610 - 1 \times 3210 = 7795 \text{ кВт}$$

Определение числа теоретических ступеней. Число необходимых для осуществления данного процесса теоретических ступеней находим, производя последовательный расчет составов, температур и расходов фаз от ступени к ступени по схеме, показанной на рис III.10. Начиная с первой ступени ($n = 1$). Из равновесных данных определяем состав жидкости, находящейся в равновесии с паром, выходящим с первой ступени:

$$x_1 = x^* (y_1) = x^* (0,9) = 0,8079 \text{ мол. доли}$$

Находим энтальпию жидкости, выходящей с первой ступени (ее температура равна температуре конденсации равновесного пара):

$$i_1 = 240 + 126,5 (58,2 - 25) = 4440 \text{ кДж/кмоль}$$

где 240 кДж/кмоль и 126,5 кДж/(кмоль·К) — соответственно теплота смешения при 25 $^\circ\text{C}$ и теплоемкость раствора, содержащего 0,8079 мол. доли ацетона. Далее методом последовательных приближений определяем расход, состав, температуру и энтальпию пара, поступающего со второй ступени на первую. В качестве первого приближения примем: $G_2 = G_1 = P (R + 1) = 0,1101 (0,6 + 1) = 0,1762$ кмоль/с. Тогда в соответствии с системой уравнений (III.58) получим:

$$L_1 = G_2 - P = 0,1762 - 0,1101 = 0,0661 \text{ кмоль/с}$$

$$y_2 = \frac{L_1 x_1 + P x_P}{G_2} = \frac{0,0661 \cdot 0,8079 + 0,1101 \cdot 0,9}{0,1762} =$$

$$= 0,8653 \text{ мол. доли}$$

Из равновесных данных интерполяцией находим температуру конденсации пара этого состава: 59,2 $^\circ\text{C}$. Определив теплоту смешения (268 кДж/кмоль) и теплоемкость (126,5 кДж/(кмоль·К)] раствора, содержащего 0,8653 мол. доли ацетона, а также теплоты испарения ацетона (30 080 кДж/кмоль) и воды (42 580 кДж/кмоль) при 59,2 $^\circ\text{C}$, вычисляем энтальпию пара, поступающего на первую ступень:

$$i_2 = 268 + 126,5 (59,2 - 25) + 0,8653 \cdot 30080 + (1 - 0,8653) 42580 = 36 400 \text{ кДж/кмоль}$$

Теперь с помощью последнего уравнения системы (III.58) вычисляем расход пара, поступающего на первую ступень:

$$G_2 = \frac{L_1 i_1 + P i_P + Q_D}{i_2} = \frac{0,0661 \cdot 4440 + 0,1101 \cdot 4450 + 5523}{36300} = 0,1737 \text{ кмоль/с}$$

Полученное значение G_2 заметно отличается от значения, которым задавались в начале расчета (0,1762 кмоль/с). Повторяя расчет несколько раз, принимаем в качестве следующего приближения значение расхода пара G_2 , полученное в предыдущем приближении. В итоге получаем: $G_2 = 0,1733$ кмоль/с, $y_2 = 0,8664$ мол. доли, $t_2 = 59,1$ $^\circ\text{C}$, $L_1 = 0,0632$ кмоль/с, $i_2 = 36 300$ кДж/кмоль. Теперь переходим ко второй ступени ($n = 2$) и аналогичным образом определяем расходы, составы, температуру и энтальпии фаз. Результаты расчета для первых трех ступеней приведены ниже:

Расход пара, кмоль/с	$G_1 = 0,1762$	$G_2 = 0,1733$
Состав пара, мол. доли	$y_1 = 0,9$	$y_2 = 0,8664$
Энтальпия пара, кДж/кмоль	$i_1 = 35 800$	$i_2 = 36 300$
Температура, $^\circ\text{C}$	$t_1 = 58,2$	$t_2 = 59,1$
Расход жидкости, кмоль/с	$L_0 = 0,0661$	$L_1 = 0,0632$

Состав жидкости, мол. доли	$x_0 = 0,9$	$x_1 = 0,8079$
Энтальпия жидкости, кДж/кмоль	$i_0 = 4450$	$i_1 = 4440$

Расход пара, кмоль/с	$G_3 = 0,1684$	$G_4 = 0,1576$
Состав пара, мол. доли	$y_3 = 0,8147$	$y_4 = 0,6936$
Энтальпия пара, кДж/кмоль	$i_3 = 37 200$	$i_4 = 39 100$
Температура, $^\circ\text{C}$	$t_3 = 62,2$	$t_4 = 71,2$
Расход жидкости, кмоль/с	$L_2 = 0,0583$	$L_3 = 0,0475$

Состав жидкости, мол. доли	$x_2 = 0,6535$	$x_3 = 0,2153$
Энтальпия жидкости, кДж/кмоль	$i_2 = 4330$	$i_3 = 3100$

Состав жидкости, выходящей с четвертой ступени, равен:

$$x_4 = x^* (y_4) = x^* (0,6936) = 0,0707 \text{ мол. доли}$$

Так как концентрация ацетона в этой жидкости меньше, чем в исходной смеси, выбираем четвертую ступень в качестве ступени питания. Расчет расходов, составов и температур для нижней части колонны проводим так же, как и для верхней, но вместо системы уравнений (III.58) используем систему (III.59). Результаты расчета приведены ниже:

Расход пара, кмоль/с	$G_5 = 0,1540$	$G_6 = 0,1679$
Состав пара, мол. доли	$y_5 = 0,4735$	$y_6 = 0,1617$
Энтальпия пара, кДж/кмоль	$i_5 = 42 000$	$i_6 = 44 800$
Температура, $^\circ\text{C}$	$t_5 = 83,8$	$t_6 = 95,4$
Расход жидкости, кмоль/с	$L_4 = 1,044$	$L_5 = 1,058$
Состав жидкости, мол. доли	$x_4 = 0,0707$	$x_5 = 0,0265$
Энтальпия жидкости, кДж/кмоль	$i_4 = 3510$	$i_5 = 4460$

Расход пара, кмоль/с	$G_7 = 0,1835$	$G_8 = 0,1908$
Состав пара, мол. доли	$y_7 = 0,0343$	$y_8 = 0,0033$
Энтальпия пара, кДж/кмоль	$i_7 = 46 000$	$i_8 = 46 300$
Температура, $^\circ\text{C}$	$t_7 = 99,0$	$t_8 = 99,9$
Расход жидкости, кмоль/с	$L_6 = 1,073$	$L_7 = 1,081$
Состав жидкости, мол. доли	$x_6 = 0,0067$	$x_7 = 0,0014$
Энтальпия жидкости, кДж/кмоль	$i_6 = 5250$	$i_7 = 5580$

Как видно, с седьмой ступени стекает жидкость, близкая по составу ($x_7 = 0,0014$) к требуемому составу кубового остатка ($x_W = 0,001$). Жидкость, выходящая с восьмой ступени, должна иметь следующий состав:

$$x_8 = x^* (y_8) = x^* (0,0033) = 0,0001 \text{ мол. доли}$$

Эта концентрация значительно меньше x_W . Следовательно, для осуществления данного процесса необходимо несколько больше семи теоретических ступеней.

2.3. РЕКТИФИКАЦИЯ ПРИ ПОСТОЯНСТВЕ МОЛЬНЫХ РАСХОДОВ

В практике расчета процесса ректификации широко используется допущение о постоянстве мольных расходов пара и жидкости. В этом случае расходы

пара и жидкости в укрепляющей части колонны равны:

$$\begin{aligned} G_1 = G_2 = \dots = G_n = \dots = G = P(R + 1) \\ L_0 = L_1 = \dots = L_n = \dots = L = PR \end{aligned} \quad (III.62)$$

Для исчерпывающей части колонны мольные расходы пара и жидкости можно найти из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} G_n = G = P(R + 1) + (\varphi - 1)F \\ L_n = L = PR + \varphi F \end{aligned} \quad (III.63)$$

Коэффициент φ определяется термодинамическим состоянием исходной смеси. Его можно найти из уравнения

$$\varphi = 1 - \frac{i_F - i_k}{r_F} \quad (III.64)$$

где i_F и i_k — соответственно действительная энтальпия исходной смеси и энтальпия исходной смеси в жидком виде при температуре кипения; r_F — теплота испарения исходной смеси при температуре кипения.

При подаче питания в виде насыщенного пара $\varphi = 0$; если же исходная смесь подается в колонну в виде нагретой до температуры кипения жидкости, $\varphi = 1$. При подаче питания в виде парожидкостной смеси значение φ можно принять равным доле жидкой фазы в питании. Значение φ отрицательно при питании колонны перегретым паром.

При постоянстве мольных расходов уравнения внутреннего материального баланса (уравнения рабочих линий), входящие в системы (III.58) и (III.59), описываются для аппаратов со ступенчатым контактом фаз следующими линейными зависимостями:

$$y_{n+1} = \frac{R}{R+1} x_n + \frac{x_p}{R+1} \quad (n < f) \quad (III.65)$$

$$\begin{aligned} y_{n+1} = \frac{R + \varphi F/P}{R + 1 + (\varphi - 1)F/P} x_n + \\ + \frac{1 - F/P}{R + 1 + (\varphi - 1)F/P} x_w \quad (n > f) \end{aligned} \quad (III.66)$$

Для аппаратов с непрерывным контактом фаз применимы эти же уравнения, но без индексов n и $n + 1$ у концентраций.

Расчет числа теоретических ступеней значительно упрощается при допущении постоянства мольных расходов. Схема расчета показана на рис. III.11. Составы фаз, выходящие из теоретических ступеней, определяются последовательно, начиная с верхней ступени, с помощью уравнений (III.11), (III.65) и (III.66). Последовательность вычислительных операций, показанную на рис. III.11, обычно выполняют графически, строя ступенчатую линию между кривой равновесия и рабочей линией.

Пример 10. Определить необходимое число теоретических ступеней для процесса ректификации, рассмотренного в Примере 9, при условии постоянства мольных расходов пара и жидкости. Расчет провести для случая подачи питания в виде жидкости, нагретой до температуры кипения, и в виде холодной жидкости (при температуре 25 °C).

При решении примера 9 было найдено: $P = 0,1101$ кмоль/с (при $F = 1$ кмоль/с), $y_1 = x_0 = x_p = 0,9$ мол. доли.

Уравнения рабочих линий при подаче питания в виде жидкости, нагретой до температуры кипения. В этом случае $\varphi = 1$, и уравнения (III.65) и (III.66) принимают вид:

$$\begin{aligned} y_{n+1} = \frac{0,6}{0,6+1} x_n + \frac{0,9}{0,6+1} = \\ = 0,375x_n + 0,5625 \quad (n < f) \end{aligned}$$

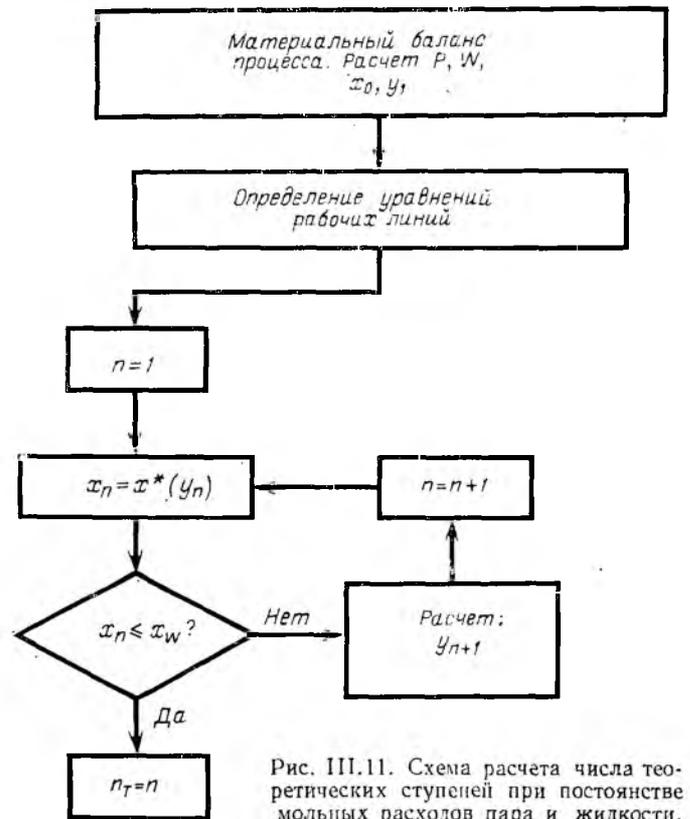


Рис. III.11. Схема расчета числа теоретических ступеней при постоянстве мольных расходов пара и жидкости.

$$\begin{aligned} y_{n+1} = \frac{0,6 + 1/0,1101}{0,6 + 1} x_n + \frac{1 - 1/0,1101}{0,6 + 1} 0,001 = \\ = 6,052x_n - 0,00505 \quad (n > f) \end{aligned}$$

Расчет числа теоретических ступеней. Для $n = 1$ имеем:

$x_1 = x^*(y_1) = 0,8079$ мол. доли (см. данные по равновесию на с. 59). Подставляя это значение в уравнение рабочей линии для укрепляющей части колонны, получим:

$$\begin{aligned} y_2 = 0,375x_1 + 0,5625 = 0,375 \cdot 0,8079 + \\ + 0,5625 = 0,8655 \text{ мол. доли} \end{aligned}$$

Теперь принимаем $n = 2$. Находим:

$$\begin{aligned} x_2 = x^*(y_2) = x^*(0,8655) = 0,6491 \text{ мол. доли} \\ y_3 = 0,375 \cdot 0,6491 + 0,5625 = 0,8059 \text{ мол. доли.} \end{aligned}$$

Далее аналогичным образом находим:

$$\begin{aligned} x_3 = 0,170 \text{ и } y_4 = 0,6263 \text{ мол. доли} \\ x_4 = 0,054 \text{ мол. доли} \end{aligned}$$

Если питание подается на четвертую теоретическую ступень, то состав пара для всех последующих ступеней находим по уравнению рабочей линии для исчерпывающей части колонны, например:

$$y_6 = 6,052 \cdot 0,054 - 0,00505 = 0,3218 \text{ мол. доли}$$

Далее находим:

$$\begin{aligned} x_6 = 0,0142 \text{ и } y_6 = 0,0809 \text{ мол. доли} \\ x_6 = 0,0033 \text{ и } y_7 = 0,0149 \text{ мол. доли} \\ x_7 = 0,0006 \text{ мол. доли} \end{aligned}$$

В жидкости, стекающей с седьмой ступени, концентрация ацетона меньше требуемой его концентрации в кубовом остатке ($x_w = 0,001$). Следовательно, расчет числа теоретических ступеней при условии постоянства мольных расходов дает $6 < n_T < 7$. Сравнение с результатами точного расчета, выполненного в Примере 9, показывает, что ошибка составляет около одной ступени.

На рис. III.12 показано распределение концентраций и расходов по теоретическим ступеням для данного процесса. Условие постоянства мольных расходов в данном случае, как видно, приводит к заметному отклонению рассчитанных распределений концентраций от действительных.

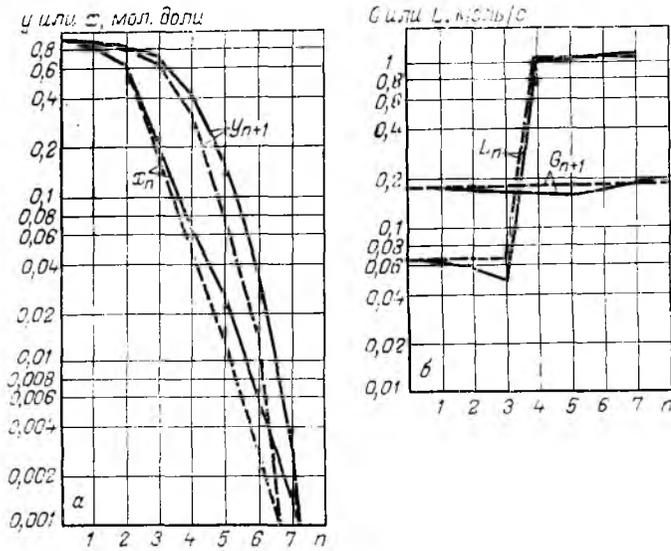


Рис. III.12. Распределение концентраций (а) и расходов (б) по теоретическим ступеням (к номерам 9 и 10): сплошная линия — точный расчет; пунктирная линия — при допущении постоянства мольных расходов.

Уравнения рабочих линий при подаче питания в виде холодной жидкости (при 25 °С). Энтальпия исходной смеси при температуре кипения определена в Примере 9 ($i = 3210$ кДж/кмоль). При 25 °С (стандартное состояние) она равна теплоте смещения ацетона и воды (-540 кДж/кмоль). Теплоты испарения ацетона и воды при 67,4 °С (температура кипения исходной смеси) равны, соответственно 29 600 и 42 200 кДж/кмоль. Следовательно, теплота испарения исходной смеси равна $r_F = 0,1 \cdot 29\,600 + (1 - 0,1) \cdot 42\,200 = 40\,900$ кДж/кмоль. Находим коэффициент φ :

$$\varphi = 1 - \frac{i_F - i_K}{r_F} = 1 - \frac{(-540) - 3210}{40900} = 1,092$$

Так как отношение $F/P = 1/0,1101 = 9,083$, уравнение для рабочей линии исчерпывающей части колонны будет иметь вид:

$$y_{n+1} = \frac{0,6 + 1,092 \cdot 9,083}{0,6 + 1 + (1,092 - 1) \cdot 9,083} x_n + \frac{1 - 9,083}{0,6 + 1 + (1,092 - 1) \cdot 9,083} \cdot 0,001 = 4,319x_n - 0,00332$$

Для укрепляющей части колонны уравнение рабочей линии останется прежним:

$$y_{n+1} = 0,375x_n + 0,5625$$

Число теоретических ступеней. Необходимое число теоретических ступеней для этого случая найдем графически. Для построения рабочих линий найдем координаты точки их пересечения. Совместное решение уравнений рабочих линий для укрепляющей и исчерпывающей частей колонны дает: $x = 0,1435$, $y = 0,6163$. Найдя координаты этой точки на диаграмме $x-y$ (рис. III.13), соединяем точку прямыми линиями с точками, лежащими на диагонали диаграммы и имеющими абсциссы x_w и x_p . Эти прямые и есть рабочие линии. Построив по данным приведенным на с. 59, линию равновесия, определяем число теоретических ступеней, проводя ступенчатую линию между линией равновесия и рабочими линиями (справа на рисунке в увеличенном масштабе показан левый нижний край диаграммы). Как видно из рисунка, при подаче питания на четвертую теоретическую ступень n_T немного больше шести. Оно меньше, чем при подаче питания в нагретом виде, так как с шестой ступени стекает жидкость, содержащая 0,0016 мол. доли ацетона (при горячем питании $x_6 = 0,0033$). Вообще, при питании колонны холодной исходной смесью требуемое число теоретических ступеней обычно уменьшается (однако растет необходимая тепловая нагрузка кипятильника).

Работа ректификационных колонн в значительной мере определяется значением флегмового числа. Минимальное значение R , при котором можно получить дистиллят заданного состава, определяется уравнением

$$R_{\min} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \alpha} \quad (\text{III.67})$$

Угол α — минимально возможный угол наклона рабочей линии для верхней части колонны по отношению к положительному направлению оси абсцисс на диаграмме $x-y$. Выбор рабочего флегмового числа должен основываться на экономических соображениях: сумма капитальных и эксплуатационных затрат на процесс ректификации должна быть минимальной (см. гл. VII).

2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Расчет диаметров ректификационных колонн принципиально ничем не отличается от расчета диаметров соответствующих абсорбционных колонн. Так как массовые расходы и свойства фаз могут значительно изменяться по высоте колонны, обычно проводят отдельный расчет диаметра для укрепляющей и исчерпывающей частей колонны. Иногда приходится проектировать верхнюю и нижнюю части колонны разного диаметра.

Пример 11. Подобрать диаметр ректификационной колонны с колпачковыми тарелками для разделения смеси ацетон—вода (см. примеры 9 и 10), если расход исходной смеси 0,1 кмоль/с.

Результаты расчета диаметра тарельчатых колонн зависят от выбранного расстояния между тарелками. Следует провести расчет при нескольких значениях расстояния между тарелками и остановиться на том варианте, при котором стоимость колонны минимальна. Рассчитаем диаметр колонны при расстоянии между тарелками 0,4 м.

Скорость пара при захлебывании. Предельные скорости пара для тарельчатых колонн обычно рассчитывают по уравнению

$$w_{ya} = C \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}} \quad (\text{III.68})$$

где C — эмпирический коэффициент. Для тарелок с капсюльными колпачками значение C (в м/с) можно определить из следующей эмпирической зависимости [22]:

$$C = \left\{ b - a \lg \left[\frac{L}{G} \left(\frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{1/2} \right] \right\} \left(\frac{\sigma}{0,02} \right)^{0,2} \quad (\text{III.69})$$

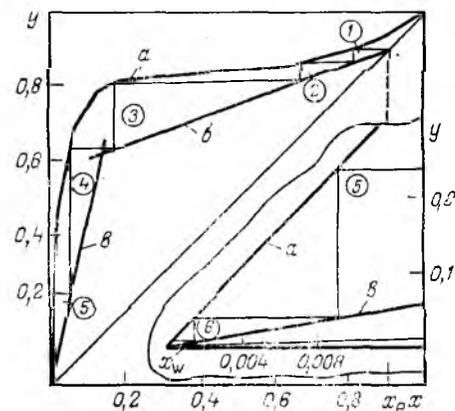


Рис. III.13. Графический расчет числа теоретических ступеней (к примеру 10):

a — кривая равновесия; b — рабочая линия для укрепляющей части колонны; $в$ — рабочая линия для исчерпывающей части колонны. Справа показан левый нижний край диаграммы.

где σ — поверхностное натяжение в Н/м. Коэффициенты a и b зависят от расстояния между тарелками h (в м) и определяются из следующих уравнений:

$$\text{при } \frac{L}{G} \left(\frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{1/2} < 0,2$$

$$a = 0,0492h + 0,0041 \quad b = 0,0564h + 0,0207$$

$$\text{при } 0,2 < \frac{L}{G} \left(\frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{1/2} < 1$$

$$a = 0,0816h + 0,0149 \quad b = 0,0336h + 0,0134$$

С помощью уравнений (III.68) и (III.69) найдем скорость пара при захлебывании для самого низа ректификационной колонны. В примере 9 были получены следующие данные:

$Q_k = 7795$ кВт, $W = 0,8899$ кмоль/с (при $F = 1$ кмоль/с), $t_w = 99,3$ °С. Если расход исходной смеси составляет 0,1 кмоль/с, можно принять $Q_k = 780$ кВт, $W = 0,089$ кмоль/с. Расход пара, поступающего на нижнюю тарелку из кипятильника, находим по уравнению

$$G = Q_k / r_w$$

где r_w — теплота испарения кубового остатка. При 99,3 °С теплота испарения ацетона равна 27500 кДж/кмоль, воды 40700 кДж/кмоль. Следовательно, теплота испарения кубового остатка равна:

$$r_w = 0,001 \cdot 27500 + 0,999 \cdot 40700 = 40700 \text{ кДж/кмоль}$$

Таким образом, расход пара $G = 780 : 40700 = 0,0192$ кмоль/с. Расход жидкости, стекающей с нижней тарелки в кипятильник, равен:

$$L = G + W = 0,0192 + 0,089 = 0,1082 \text{ кмоль/с}$$

Поскольку средняя молекулярная масса кубового остатка практически равна молекулярной массе воды, массовые расходы пара и жидкости внизу колонны равны:

$$G = 0,0192 \cdot 18,02 = 0,346 \text{ кг/с}$$

$$L = 0,1082 \cdot 18,02 = 1,95 \text{ кг/с}$$

Плотности пара и жидкости ввиду малого содержания ацетона примем равными плотностям водяного пара и воды при 99,3 °С: $\rho_y = 0,590$ кг/м³, $\rho_x = 959$ кг/м³. Поверхностное натяжение воды при этой температуре 0,059 Н/м. Вычисляем коэффициент C . При

$$\frac{L}{G} \left(\frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{1/2} = \frac{1,95}{0,346} \left(\frac{0,590}{959} \right)^{1/2} = 0,140$$

получим:

$$a = 0,0492 \cdot 0,4 + 0,0041 = 0,0279$$

$$b = 0,0564 \cdot 0,4 + 0,0207 = 0,0433$$

Тогда

$$C = (0,0433 - 0,0279 \lg 0,14) \left(\frac{0,059}{0,02} \right)^{0,2} = 0,0833 \text{ м/с}$$

Следовательно, скорость пара при захлебывании равна:

$$w_{y3} = 0,0833 \sqrt{(959 - 0,59) / 0,59} = 3,36 \text{ м/с}$$

Минимально возможный диаметр колонны определяем по уравнению

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho_y w_{y3} S_{\text{раб}}}} \quad (\text{III.70})$$

где $S_{\text{раб}}$ — доля рабочего сечения колонны. Для колпачковых тарелок $S_{\text{раб}}$ обычно лежит в пределах 0,5—0,7. Принимая $S_{\text{раб}} = 0,6$, находим:

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,346}{3,14 \cdot 0,59 \cdot 3,36 \cdot 0,6}} = 0,61 \text{ м}$$

Аналогичный расчет для самой верхней части колонны дает:

$$G = 0,951 \text{ кг/с}, L = 0,357 \text{ кг/с}, \rho_y = 1,99 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_x = 753 \text{ кг/м}^3, w_{y3} = 1,65 \text{ м/с}, D_{\min} = 0,78 \text{ м}$$

Выбираем стандартную тарелку диаметром 1 м, имеющую долю рабочего сечения $S_{\text{раб}} = 0,579$ [23]. При использовании этой тарелки скорость пара, рассчитанная на ее рабочее сечение, составит 1,29 м/с (внизу) 1,05 м/с (вверху).

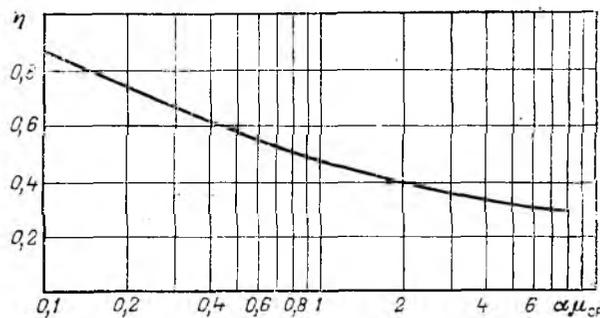


Рис. III.14. Средний коэффициент полезного действия колпачковых тарелок [4, 7].

Рабочую высоту насадочных ректификационных колонн определяют методами, применяемыми для массообменных аппаратов с непрерывным контактом фаз [уравнения (III.32) и (III.33)]. Число тарелок в тарельчатых колоннах находят либо с помощью средней эффективности тарелки [уравнение (III.43)], либо с помощью кинетической кривой, строящейся на основе эффективности тарелок по Мэрфри. Для определения средней эффективности колпачковых тарелок широко используют эмпирическую зависимость, график которой построен на рис. III.14. Здесь на оси абсцисс отложено произведение средней вязкости жидкой фазы в колонне (в мПа·с) на относительную летучесть:

$$\alpha = \frac{y^* (1-x)}{x (1-y^*)} \quad (\text{III.71})$$

Среднюю вязкость жидкости рассчитывают по уравнению

$$\mu_{\text{ср}} = x_F \mu_1 + (1-x_F) \mu_2 \quad (\text{III.72})$$

где μ_1 и μ_2 — вязкости в жидком состоянии соответственно легко летучего и трудно летучего компонента при средней температуре между температурами верха и низа колонны (относительная летучесть также определяется при этой температуре).

Пример 12. Определить среднюю эффективность колпачковых тарелок для процесса ректификации, рассмотренного в Примерах 9, 10 и 11.

В примере 9 были найдены температуры конденсации дистиллята (58,2 °С) и кипения кубового остатка (99,3 °С). Средняя температура в колонне равна $(58,2 + 99,3) / 2 = 78,8$ °С. Интерполяцией равновесных данных (с. 59) находим равновесные концентрации при этой температуре: $x = 0,0425$, $y = 0,562$. Следовательно

$$\alpha = \frac{0,562 (1 - 0,0425)}{0,0425 (1 - 0,562)} = 28,9$$

Вязкость ацетона при 78,8 °С равна около 0,2 мПа·с [2], а воды — 0,357 мПа·с. Средняя вязкость равна $\mu_{\text{ср}} = 0,1 \times 0,2 + 0,9 \cdot 0,357 = 0,34$ мПа·с. Величина $\alpha \mu_{\text{ср}} = 28,9 \times 0,34 = 9,8$. Как видно из графика на рис. III.14, средняя эффективность ступени в данном случае должна быть не более 30%. При решении Примера 9 было установлено, что для рассматриваемого процесса необходимо около 8 теоретических ступеней. Следовательно, число колпачковых тарелок должно быть равно $(8/0,3) = 26,7 \approx 27$.

Пример 13. Определить эффективность ступени по Мэрфри для нижних тарелок колонны с колпачковыми тарелками при ректификации смеси ацетон—вода, рассмотренной в примерах 9, 10 и 11.

Для оценки скорости массопереноса на колпачковых тарелках используем следующие эмпирические уравнения для частных чисел единиц переноса [15]:

$$n_y' = [0,776 + 4,63 h_{\text{II}} - 0,238 w_y \sqrt{\rho_y} + 105 V_x / b] P_{r_y}'^{-0,5} \quad (\text{III.73})$$

$$n_x' = 2,03 \cdot 10^4 D_x^{0,5} [0,21 w_y \sqrt{\rho_y} + 0,15] \tau$$

где h_{II} — высота перелива, м; b — средняя ширина рабочей зоны тарелки (в м), приблизительно равная длине сливной перегородки; V_x — объемный расход жидкости, м³/с; τ — среднее время пребывания жидкости на тарелке, определяемое из уравнения

$$\tau = Sh_0/V_x \quad (III.74)$$

где S — рабочая площадь тарелки.

Высоту запаса жидкости на тарелке h_0 (в м) можно рассчитать по уравнению [15]:

$$h_0 = 0,042 + 0,19h_{II} - 0,0135\omega_y\sqrt{\rho_y} + 2,4V_x/b \quad (III.75)$$

В примере 11 для данного процесса была подобрана колпачковая тарелка диаметром 1 м. Стандартная тарелка этого размера имеет следующую характеристику [23]: рабочая площадь 0,455 м², длина сливной перегородки 0,68 м, длина пути жидкости 0,722 м, число колпачков диаметром 80 мм — 43 шт. Определим эффективность ступени для таких тарелок при высоте перелива 30 мм.

Локальная эффективность. В примере 11 для низа колонны найдено: $\omega_y = 1,29$ м/с, $\rho_y = 0,59$ кг/м³, $L = 1,95$ кг/с, $\rho_x = 959$ кг/м³. Объемный расход жидкости $V_x = L/\rho_x = 1,95/959 = 0,00203$ м³/с.

Рассчитаем коэффициент диффузии в газовой смеси ацетона и воды при 99,3 °С и нормальном давлении (0,1013 МПа) по следующему эмпирическому уравнению [10]:

$$D_y = \frac{0,986 \cdot 10^{-8} \tau^{1,75}}{\rho (v_1^{1/3} + v_2^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}} \quad (III.76)$$

где M_1 , M_2 , v_1 и v_2 — соответственно молекулярные массы и мольные объемы компонентов при нормальной температуре кипения. Для ацетона мольный объем равен сумме объемов трех атомов углерода (16,5), шести атомов водорода (1,98) и одного атома кислорода (5,48) [10]:

$$v_1 = 3 \cdot 16,5 + 6 \cdot 1,98 + 5,48 = 66,86 \text{ см}^3/\text{моль}$$

Мольный объем воды равен $v_2 = 12,7$ см³/моль [10]. Подставляя эти значения в уравнение (III.76), получим:

$$D_y = \frac{0,986 \cdot 10^{-8} (273,15 + 99,3)^{1,75}}{0,1013 (66,86^{1/3} + 12,7^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{58,08} + \frac{1}{18,02}} = 2,02 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

Принимая вязкость паров в нижней части колонны, где концентрация ацетона мала, равной вязкости водяного пара при 99,3 °С (0,0121 мПа·с) [2], находим диффузионный критерий Прандтля для паровой фазы:

$$Pr'_y = \frac{\mu_y}{\rho_y D_y} = \frac{0,0121 \cdot 10^{-3}}{0,59 \cdot 2,02 \cdot 10^{-5}} = 1,02$$

Таким образом, число единиц переноса на тарелке для газовой фазы равно:

$$n'_y = (0,776 + 4,63 \cdot 0,03 - 0,238 \cdot 1,29\sqrt{0,59} + 105 \cdot 0,00203/0,68) \cdot 1,02^{-0,5} = 0,983$$

Коэффициент диффузии ацетона в разбавленном водном растворе при 20 °С равен: $1,16 \cdot 10^{-9}$ м²/с [10]. Определим D_x при 99,3 °С по уравнению (III.31):

$$D_x = 1,16 \cdot 10^{-9} \frac{(273,15 + 99,3)}{0,286 (273,15 + 20)} = 5,15 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

где 0,286 — отношение вязкости воды при 99,3 °С к вязкости ее при 20 °С.

Находим число единиц переноса для жидкой фазы:

$$h_0 = 0,042 + 0,19 \cdot 0,03 - 0,0135 \cdot 1,29\sqrt{0,59} + 2,4 \cdot 0,00203/0,68 = 0,0415 \text{ м}$$

$$\tau = \frac{0,455 \cdot 0,0415}{0,00203} = 9,3 \text{ с}$$

$$n'_x = 2,03 \cdot 10^4 (5,15 \cdot 10^{-9})^{0,5} (0,21 \cdot 1,29\sqrt{0,59} + 0,15) \cdot 9,3 = 4,85$$

Тангенс угла наклона линии равновесия при малых концентрациях ацетона равен (см. данные по равновесию на с. 59):

$$m = 0,2791/0,0115 = 24,3$$

По уравнению (III.28) определяем общее число единиц переноса, приходящееся на одну тарелку.

$$n'_{oy} = \left[\frac{1}{n'_y} + \frac{mG}{L} \cdot \frac{3}{n'_x} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{0,983} + \frac{24,3 \cdot 0,0192}{0,1082} \cdot \frac{1}{4,85} \right]^{-1} = 0,525$$

Находим локальную эффективность на тарелке по уравнению (III.48):

$$E_{oy} = \frac{n'_{oy}}{1 + n'_{oy}} = \frac{0,525}{1 + 0,525} = 0,344$$

Коэффициент продольного перемешивания в жидкой фазе. Определим коэффициент продольного перемешивания по следующему уравнению [15]:

$$E_x = (0,00378 + 0,0171\omega_y + 3,68V_x/b + 0,18h_{II})^2 \quad (III.77)$$

Это уравнение получено на основе экспериментальных данных для тарелок с колпачками диаметром 76 мм и для ситчатых тарелок. Из него находим:

$$E_x = (0,00378 + 0,0171 \cdot 1,29 + 3,68 \cdot 0,00203/0,68 + 0,18 \cdot 0,03)^2 = 1,78 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$$

Критерий Пекле для продольного перемешивания в жидкой фазе на тарелке равен:

$$Pe_{Пж} = \frac{l^2}{E_x \tau} = \frac{(0,722)^2}{1,78 \cdot 10^{-3} \cdot 9,3} = 31,5$$

Эффективность ступени по Мэрфри. Коэффициент η в уравнении (III.50) в данном случае равен:

$$\eta = \frac{Pe_{Пж}}{2} \left[\sqrt{1 + \frac{4E_{oy}mG}{LPe_{Пж}}} - 1 \right] = \frac{31,5}{2} \left[\sqrt{1 + \frac{4 \cdot 0,344 \cdot 24,3 \cdot 0,0192}{0,1082 \cdot 31,5}} - 1 \right] = 1,42$$

Подставляя это значение в уравнение (III.50), находим:

$$E_{My} = E_{oy} \left\{ \frac{1 - \exp[-(\eta + Pe_{Пж})]}{(\eta + Pe_{Пж}) [1 + (\eta + Pe_{Пж})/\eta]} + \frac{\exp \eta - 1}{\eta [1 + \eta/(\eta + Pe_{Пж})]} \right\} = 0,344 \left\{ \frac{1 - \exp[-(1,42 + 31,5)]}{(1,42 + 31,5) [1 + (1,42 + 31,5)/1,42]} + \frac{\exp 1,42 - 1}{1,42 [1 + 1,42/(1,42 + 31,5)]} \right\} = 0,729$$

Влияние уноса на эффективность ступени. При определении степени уноса жидкости газом

на колпачковых тарелках рекомендуется [15] пользоваться графиком, приведенным на рис. III.15. На оси ординат этого графика отложено произведение количества уносимой жидкости (в кг/кг пара) на поверхностное натяжение (в мН/м). Высоту барботажного слоя на тарелке h_c (в м) рассчитывают по уравнению

$$h_c = 0,0432\rho_y\omega_y^2 + 1,89h_{II} - 0,0406 \quad (III.78)$$

Для низа рассматриваемой ректификационной колонны получаем:

$$h_c = 0,0432 \cdot 0,59 \cdot 1,29^2 + 1,89 \cdot 0,03 - 0,0406 = 0,0585 \text{ м}$$

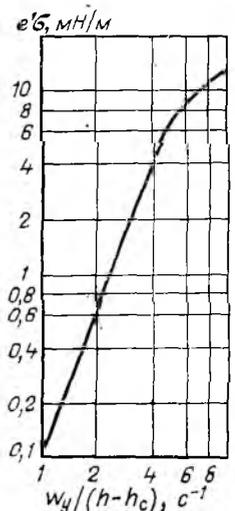


Рис. III.15. Определение уноса на колпачковых тарелках [15] (к примеру 13).

Следовательно

$$\frac{w_y}{h - h_c} = \frac{1,29}{0,4 - 0,0585} = 3,78 \text{ с}^{-1}$$

По графику на рис. (III.15) находим $e'\sigma = 3,9$. Таким образом, унос оказывается равным:

$$e' = e'\sigma/\sigma = 3,9/59 = 0,066 \text{ кг/кг пара}$$

Количество уносимой жидкости в долях от ее расхода составляет:

$$e = e' (G/L) = 0,066 (0,346/1,95) = 0,0117$$

Эффективность ступени по Мэрффи с учетом уноса в соответствии с уравнением (III.52) равна

$$E'_{My} = \frac{E_{My}}{1 + eE_{My}} = \frac{0,729}{1 + 0,0117 \cdot 0,729} = 0,723$$

В данном случае, как видно, унос практически не влияет на эффективность тарелки. На верхних тарелках проектируемой колонны роль уноса должна быть более существенной ввиду меньшего поверхностного натяжения и относительно большего расхода пара.

Определив значения E'_{My} при других концентрациях ацетона (т. е. для вышележащих тарелок), можно построить кинетическую кривую и определить число тарелок, необходимое для осуществления данного процесса ректификации более точно, чем это сделано в примере 12.

3. АДСОРБЦИЯ В АППАРАТАХ С НЕПОДВИЖНЫМ СЛОЕМ ТВЕРДОЙ ФАЗЫ

Наиболее распространенным массообменным процессом, осуществляемым в аппаратах с неподвижным слоем твердой фазы, является адсорбция. Такого рода процессы являются нестационарными и периодическими. При этом концентрации в твердом материале и в газе (или в жидкости), находящихся внутри аппарата, меняются во времени. Обычно процесс длится до тех пор, пока конечная концентрация в среде, проходящей через слой твердой фазы (сорбента), не превысит некоторого предельного значения (концентрация проскока), после чего сорбент подвергают регенерации, осуществляющейся обычно десорбцией.

Рассмотрим методы расчета сравнительно простых случаев массообменных процессов с неподвижным слоем твердой фазы, когда в массопереносе участвует лишь один компонент, концентрация которого в исходной смеси невелика (и, следовательно, можно пренебречь изменением расхода газа или жидкости) и когда процесс протекает в приближенно изотермических условиях; кроме того, ограничимся системами, для которых изотермы адсорбции не имеют точек перегиба.

3.1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС

Если пренебречь поперечной неравномерностью, то концентрации внутри аппарата будут зависеть от двух переменных: времени τ и продольной координаты z , отсчитываемой обычно от входа разделяемой смеси в слой сорбента. Дифференциальное уравнение материального баланса, описывающее эту зависимость в отсутствие продольного перемешивания, имеет следующий вид:

$$\varepsilon \frac{\partial c}{\partial \tau} + \rho_{нас} \frac{\partial X}{\partial \tau} + w \frac{\partial c}{\partial z} = 0 \quad (III.79)$$

где ε — порозность слоя; $\rho_{нас}$ — насыпная плотность сорбента; w — фиктивная скорость движущейся через слой среды; c — концентрация адсорбируемого вещества в ней, кг/м³; X — концентрация извлекаемого вещества в сорбенте, кг/кг чистого сорбента.

Уравнение (III.79) совместно с уравнениями, описывающими скорость массопереноса и равновесные соотношения (изотерма адсорбции), дает возможность в принципе рассчитать зависимость концентраций в слое сорбента от продольной координаты и времени.

Общий материальный баланс процесса по адсорбируемому веществу для всего периода адсорбции (или десорбции) выражается следующей зависимостью:

$$w c_{н0} S - w S \int_0^{\theta} c_{z=H} d\tau = \rho_{нас} S \int_0^H (X_{\tau=0} - X_H) dz + \varepsilon S \int_0^H (c_{\tau=\theta} - c_{\tau=0}) dz \quad (III.80)$$

где $c_{н0}$ и X_H — начальные концентрации в разделяемой смеси и сорбенте; θ — длительность стадий адсорбции или десорбции; H — высота слоя сорбента; S — поперечное сечение слоя.

Левая часть уравнения (III.80) представляет собой разность между количествами сорбируемого вещества, вошедшего с исходной смесью и вышедшего из аппарата в течение рассматриваемой операции. Первый интеграл правой части равен приросту количества адсорбируемого компонента в сорбенте (для десорбции он отрицателен), второй — изменению количества вещества внутри аппарата в газовой или жидкой фазах.

Во многих случаях уравнение (III.80) может быть упрощено. Так, для адсорбции при низкой концентрации проскока и нулевой начальной концентрации в аппарате приближенно соблюдается следующее соотношение:

$$w c_{н0} = \rho_{нас} \int_0^H X_{\tau=\theta} dz \quad (III.80a)$$

3.2. МАССОПЕРЕНОС С ПОРИСТОЙ ТВЕРДОЙ ФАЗОЙ

За поверхность массопередачи в процессах с твердой фазой принимают внешнюю поверхность частиц сорбента. Удельную поверхность контакта фаз рассчитывают по уравнению, аналогичному уравнению (III.20):

$$a = 6(1 - \varepsilon)/d \quad (III.81)$$

где d — эквивалентный диаметр частиц сорбента.

Скорость массопереноса к пористому материалу определяется скоростью массопереноса к внешней поверхности частиц, характеризуемой внешним коэффициентом массоотдачи β_y , и скоростью массопереноса к внутренней поверхности сорбента. Внешние коэффициенты массоотдачи в газовой фазе можно рассчитать по уравнению [24]:

$$\beta_y = 0,355 \frac{w}{\varepsilon} \left(\frac{w \rho_y d}{\mu_y} \right)^{-0,359} \left(\frac{\mu_y}{\rho_y D_y} \right)^{-0,667} \quad (III.82)$$

где ρ_y , μ_y и D_y — соответственно плотность, вязкость и коэффициент диффузии для внешней среды.

Скорость внутреннего массопереноса зависит от скоростей диффузии в порах сорбента, на его внутренней поверхности, в самой твердой фазе (для ионообменных смол), а иногда и от скорости химического взаимодействия с сорбентом. Коэффициент диффузии в порах $D_{п}$ меньше соответствующего коэффициента диффузии во внешней среде; его можно определить из уравнения [25]:

$$D_{п} = \frac{\varepsilon_4 D_y}{2} \left[1 - \exp \left(- \frac{4r}{3D_y} \sqrt{\frac{8RT}{M}} \right) \right] \quad (III.83)$$

где $\epsilon_ч$ — пористость частиц сорбента (доля объема пор от общего объема); r — средний радиус пор; M — молекулярная масса адсорбируемого вещества; R — универсальная газовая постоянная.

Обычно скорость внутреннего массопереноса оценивают суммарно эффективным коэффициентом диффузии в порах либо эффективным коэффициентом диффузии в твердой фазе сорбента D_T на основе опытов с единичным зерном сорбента (для некоторых видов ионообменных смол опубликованы данные по D_T [25]).

Часто скорость внутреннего массопереноса приближенно характеризуют коэффициентами массоотдачи в порах β_n или в твердом материале β_T . Коэффициенты массоотдачи для массообменных процессов с пористой твердой фазой определяются следующими уравнениями [25]:

$$\left(\frac{\rho_{нас}}{a}\right) \frac{dX}{dt} = \beta_y (c - c_i) = \beta_n [c_i - c^*(X)] = \beta_T \left[\frac{c_n}{X^*(c_n)} \right] [X^*(c_i) - X] \quad (III.84)$$

где c_i — концентрация у внешней поверхности сорбента.

Коэффициенты массоотдачи в порах и твердом материале находят из соответствующих коэффициентов диффузии с помощью соотношений [25]:

$$\beta_n = 10D_{n1}/d$$

$$\beta_T = \frac{10D_T}{d(1-\epsilon)} \left[\frac{\rho_{нас} X^*(c_n)}{c_n} \right] \quad (III.85)$$

Суммарная скорость массопереноса может быть оценена коэффициентами массопередачи K_y или K_x (выраженными соответственно по внешней или твердой фазам). Они определяются уравнениями:

$$\left(\frac{\rho_{нас}}{a}\right) \frac{dX}{dt} = K_y [c - c^*(X)] = K_x \frac{c_n}{X^*(c_n)} [X^*(c) - X] \quad (III.86)$$

Все коэффициенты массоотдачи и массопередачи в уравнениях (III.84)—(III.86) выражены в м/с.

Если внутреннее сопротивление массопереносу определяется диффузией в порах или характеризуется эффективным коэффициентом диффузии в порах, то из уравнений (III.84) и (III.86) следует:

$$K_y = [(1/\beta_y) + (1/\beta_n)]^{-1} \quad (III.87)$$

В этом случае внутренний коэффициент массоотдачи $\beta_x = \beta_n$. Уравнение (III.87) справедливо для любой изотермы адсорбции. Если же внутреннее сопротивление зависит как от диффузии в порах, так и от диффузии в сорбенте или на его внутренней поверхности, то строгая связь между коэффициентами массоотдачи и массопередачи существует лишь для линейной изотермы адсорбции. Она выражается уравнением [25]:

$$K_y = K_x = \left[\frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_n + \beta_T} \right]^{-1} \quad (III.88)$$

Внутренний коэффициент массоотдачи в данном случае равен $\beta_x = \beta_n + \beta_T$. Как и для других процессов, для массообменных процессов с твердой фазой используется понятие объемных коэффициентов массоотдачи и массопередачи: $\beta_y a$, $K_y a$ и т. д.

Пример 14. Найти объемный коэффициент массопередачи для процесса очистки водорода от примеси метана адсорбцией активированным углем при давлении 1 МПа и температуре 25 °С. Сорбент характеризуется следующими свойствами: раз-

мер частиц 3 мм, средний радиус пор $30 \cdot 10^{-10}$ м, насыпная плотность $\rho_{нас} = 450$ кг/м³, плотность частиц $\rho_ч = 750$ кг/м³, плотность угля $\rho_T = 2000$ кг/м³. Фиктивная скорость газа в адсорбере 0,16 м/с; средняя плотность и вязкость газа равны соответственно 0,8263 кг/м³ и $0,9 \cdot 10^{-5}$ Па·с.

Принять, что внутреннее сопротивление массопереносу лимитируется диффузией в порах.

Свойства газовой фазы и сорбента. Коэффициент диффузии в системе метан—водород при 25 °С и нормальном давлении равен [2] 0,726 см²/с. Считая коэффициент диффузии обратно пропорциональным давлению, для $p = 10^6$ Па находим:

$$D_y = 0,726 \frac{1,013 \cdot 10^5}{10^6} = 0,0735 \text{ см}^2/\text{с}$$

Порозность слоя и пористость частиц связаны с величинами, характеризующими плотность сорбента, следующим образом:

$$\epsilon = 1 - \rho_{нас}/\rho_ч \quad \epsilon_ч = 1 - \rho_ч/\rho_T \quad (III.89)$$

Следовательно, в данном случае

$$\epsilon = 1 - 450/750 = 0,4 \quad \epsilon_ч = 1 - 750/2000 = 0,625$$

$$a = \frac{6(1-\epsilon)}{d} = \frac{6(1-0,4)}{3 \cdot 10^{-3}} = 1200 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Коэффициент диффузии в порах определяем по уравнению (III.83):

$$D_n = \frac{\epsilon_ч D_y}{2} \left[1 - \exp \left(- \frac{4r}{3D_y} \sqrt{\frac{8RT}{M_{CH_4}}} \right) \right] = \frac{0,625 \cdot 0,0735}{2} \left[1 - \exp \left(- \frac{4 \cdot 30 \cdot 10^{-10}}{3 \cdot 0,0735 \cdot 10^{-4}} \times \sqrt{\frac{8 \cdot 8314 (273,15 + 25)}{16,04}} \right) \right] = 0,0104 \text{ см}^2/\text{с}$$

Коэффициент массопередачи. Находим по уравнению (III.82) коэффициент массоотдачи в газовой фазе:

$$\beta_y = 0,355 \frac{w}{\epsilon} \left(\frac{w \rho_y d}{\mu_y} \right)^{-0,359} \left(\frac{\mu_y}{\rho_y D_y} \right)^{-0,667} = 0,355 \frac{16}{0,4} \left(\frac{0,16 \cdot 0,8263 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{0,9 \cdot 10^{-5}} \right)^{-0,359} \times \left(\frac{0,9 \cdot 10^{-6}}{0,8263 \cdot 0,0735 \cdot 10^{-4}} \right)^{-0,667} = 2,81 \text{ см/с}$$

Коэффициент массоотдачи для пор по уравнению (III.85) равен:

$$\beta_n = 10D_n/d + 10 \cdot 0,0104/0,3 = 0,347 \text{ см/с}$$

Следовательно, коэффициент массопередачи по газовой фазе

$$K_y = \left[\frac{1}{\beta_y} + \frac{1}{\beta_n} \right]^{-1} = \frac{1}{2,81} + \frac{1}{0,347} = 0,309 \text{ см/с}$$

Объемный коэффициент массопередачи $K_y a = 0,309 \cdot 1200 \times 10^{-2} = 3,71 \text{ с}^{-1}$.

3.3. РАСЧЕТ АДСОРБЕРОВ

Обычно исходными параметрами для технологического расчета адсорберов служат: расход и состав исходной смеси; свойства сорбента; условия, при которых должны протекать стадии адсорбции и регенерации; предельно-допустимая концентрация в очищенном газе (концентрация проскока). Целью расчета является определение основных размеров адсорбера (диаметра и высоты слоя сорбента), продолжительности стадий адсорбции и регенерации, числа адсорберов, при котором может быть обеспечена циклически-непрерывная работа всей установки.

Диаметр адсорбера. Поперечное сечение адсорбера и, следовательно, его диаметр при проектирова-

нии аппарата цилиндрической формы определяются выбором фиктивной скорости газа или жидкости. Верхним пределом скорости является скорость начала псевдооживления частиц сорбента. С увеличением скорости растет коэффициент массопередачи (до некоторого предела, определяемого скоростью, при которой внутреннее сопротивление становится лимитирующим), и увеличивается гидравлическое сопротивление. Оптимальная скорость движения среды в адсорбере обычно много ниже скорости начала псевдооживления. Выбор ее основывается на технико-экономических соображениях: производится расчет процесса при нескольких значениях фиктивной скорости (см. пример 17) и выбирается то значение, при котором полные затраты на работу установки минимальны.

Высота слоя сорбента. Для определения рабочей высоты адсорбера надо задаться длительностью стадии адсорбции θ и рассчитать профиль концентрации в газе (или жидкости) при $\tau = \theta$. Если задана концентрация проскока $c_{пр}$, то необходимую высоту слоя H легко определить графически (рис. III.16). Повторяя расчет при разных θ , следует выбрать оптимальный вариант.

Продолжительность стадий процесса. Определенная длительность стадии адсорбции при заданных высоте слоя и концентрации проскока также можно производить графически после расчета выходной кривой — зависимости конечной (при $z = H$) концентрации очищаемой среды от времени (рис. III.17). Аналогично можно найти и продолжительность стадии десорбции, исходя из заданной конечной концентрации десорбирующего газа c_1 или максимально допустимой остаточной концентрации X_1 в сорбенте (рис. III.18).

Учет продольного перемешивания. Уравнение (III.79), лежащее в основе расчета профилей концентраций и выходных кривых, справедливо для течения разделяемой среды через слой сорбента в режиме идеального вытеснения при отсутствии продольной диффузии. Отклонения от этого режима, обусловленные неравномерным распределением скоростей, существованием обратных потоков, наличием продольной диффузии, при расчете адсорберов обычно учитываются введением поправки в коэффициент массопередачи. Поправка вводится в виде дополнительного диффузионного сопротивления $1/\beta_{прод}$. Коэффициент массопередачи с учетом продольного

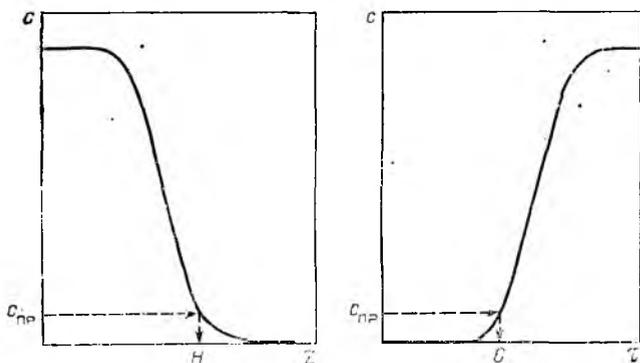
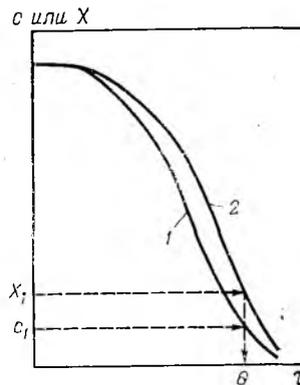


Рис. III.16. Определение высоты слоя сорбента по профилю концентрации в газе (или жидкости) при $\tau = \theta$.

Рис. III.17. Определение продолжительности стадии адсорбции по зависимости конечной концентрации газа (или жидкости) от времени — по выходной кривой.

Рис. III.18. Определение продолжительности десорбции:

1 — зависимость конечной концентрации в газе от времени; 2 — зависимость концентрации в сорбенте при $z = H$ от времени.



перемешивания находят из уравнения:

$$K'_y = [1/K_{\text{г}} + 1/\beta_{\text{прод}}]^{-1} \quad (\text{III.90})$$

Учет продольного перемешивания с помощью уравнения (III.90) является достаточно строгим при линейной изотерме адсорбции, но на практике применяется и при других формах равновесных кривых [26]. Для определения поправки на продольное перемешивание можно использовать следующее эмпирическое уравнение [27]:

$$\beta_{\text{прод}} = 0,0567 \frac{\omega}{1-\varepsilon} \left(\frac{\rho_y \omega d}{\mu_y} \right)^{0,22} \quad (\text{III.91})$$

3.4. РАСЧЕТ ПРОФИЛЕЙ КОНЦЕНТРАЦИЙ И ВЫХОДНЫХ КРИВЫХ

Для расчета массообменных аппаратов с неподвижным слоем сорбента необходимо определять профили концентраций (зависимости c от z и X от z при данном τ) и выходные кривые (зависимости c от τ при данном z). В общем случае их определение требует численного решения системы, состоящей из уравнения материального баланса (III.79), уравнения изотермы адсорбции и уравнений, описывающих скорость массопереноса.

Ниже рассмотрен ряд обобщенных решений этой системы уравнений для нескольких частных случаев.

Бесконечная скорость массопереноса. Допущение о бесконечно большой скорости массопереноса эквивалентно предположению о равновесии между фазами во всех точках аппарата. При этом условии уравнение (III.79) имеет простое решение, результат которого зависит от вида кривой равновесия. Для адсорбции в случае выпуклой (по отношению к оси, на которой отложен состав газа) равновесной линии и для десорбции в случае вогнутой кривой равновесия это решение имеет вид:

$$\begin{aligned} c &= c_{\text{н}}, \quad X = X^*(c_{\text{н}}) \quad \text{при } z < z_1 \\ c &= c^*(X_{\text{н}}), \quad X = X_{\text{н}} \quad \text{при } z > z_1 \end{aligned} \quad (\text{III.92})$$

где

$$z_1 = \frac{\omega \tau [c_{\text{н}} - c^*(X_{\text{н}})]}{\varepsilon [c_{\text{н}} - c^*(X_{\text{н}})] + \rho_{\text{нас}} [X^*(c_{\text{н}}) - X_{\text{н}}]}$$

При адсорбции в случае вогнутой изотермы и десорбции в случае выпуклой изотермы распределение концентраций описывается следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} c &= c_{\text{н}}, \quad X = X^*(c_{\text{н}}) \quad \text{при } z \leq z_1 \\ c &= c^*(X_{\text{н}}), \quad X = X_{\text{н}} \quad \text{при } z \geq z_2 \end{aligned} \quad (\text{III.93})$$

где

$$z_1 = \frac{\omega \tau}{\varepsilon + \rho_{\text{нас}} \left(\frac{dX^*}{dc} \right)_{c=c_{\text{н}}}}$$

$$z_2 = \frac{\omega \tau}{\varepsilon + \rho_{\text{нас}} \left(\frac{dX^*}{dc} \right)_{c=c^*(X_{\text{н}})}}$$

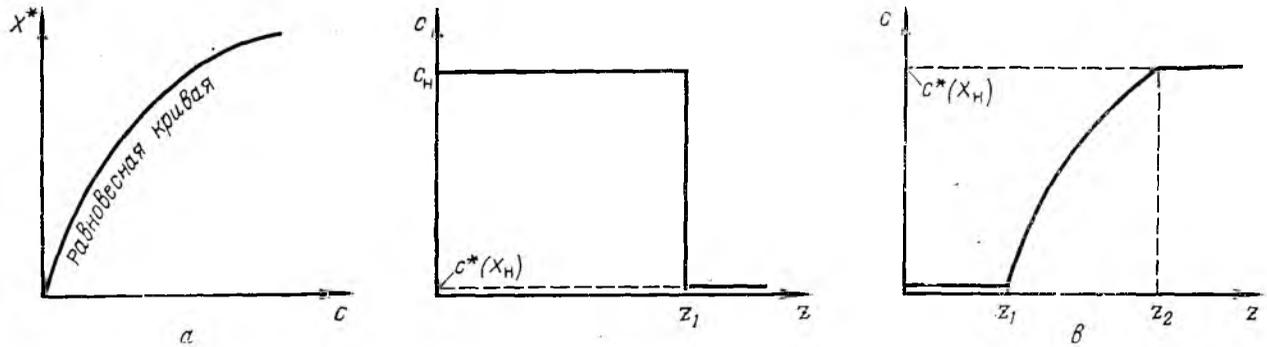


Рис. III.19. Профили концентраций в газе при бесконечной скорости массопереноса для случая выпуклой кривой равновесия: а — равновесная кривая; б, в — профили для адсорбции и десорбции.

В области $z_1 < z < z_2$ концентрации фаз определяются соотношениями:

$$z \left[\varepsilon + \rho_{\text{нас}} \frac{dX^*}{dc} \right] = \omega \tau \quad (\text{III.94})$$

$$X = X^*(c)$$

Примеры профилей концентраций в газе при адсорбции и десорбции, соответствующие уравнениям (III.92)—(III.94), показаны на рис. III.19 и III.20.

Уравнения (III.92)—(III.94) дают возможность найти предельные параметры процесса: минимальную толщину слоя сорбента при заданной продолжительности стадии адсорбции, или минимальную длительность стадии десорбции для слоя определенной толщины, или максимальное время работы слоя сорбента заданной высоты до момента проскока и т. п.

Пример 15. Водород должен очищаться от примеси метана, содержащейся в количестве 0,0309 мол. доли, адсорбцией активированным углем при давлении 1 МПа и температуре 25 °С. Насыпная плотность сорбента 450 кг/м³, порозность слоя 0,4. Изотерма адсорбции описывается уравнением

$$X^* = 0,375c / (1 + 8c)$$

Определить минимальную толщину слоя сорбента при фиктивной скорости газа в адсорбере 0,09 м/с и длительности стадии адсорбции 1800 с. Начальную концентрацию C_{H_4} в сорбенте принять равной нулю.

Толщина слоя сорбента будет минимальной при максимальной (бесконечной) скорости массопереноса. Следовательно, для решения данной задачи нужно найти высоту слоя угля, при которой проскок метана в этих условиях начнется через 1800 с.

Концентрация метана в исходной смеси равна:

$$c_{\text{H}} = \frac{y_{\text{H}} \rho M_{\text{CH}_4}}{RT} = \frac{0,0309 \cdot 10^6 \cdot 16,04}{8314 (273,15 + 25)} = 0,2 \text{ кг/м}^3$$

Находим концентрацию метана в сорбенте, равновесную с начальным составом газа:

$$X^*(c_{\text{H}}) = \frac{0,375 \cdot 0,2}{1 + 8 \cdot 0,2} = 0,02885 \text{ кг/кг угля}$$

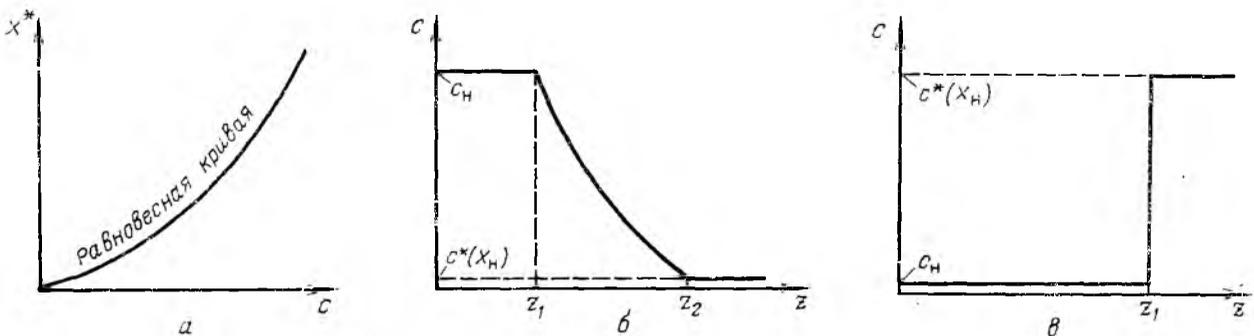


Рис. III.20. Профили концентраций в газе при бесконечной скорости массопереноса для случая вогнутой кривой равновесия: а — равновесная кривая; б, в — профили для адсорбции и десорбции.

Кривая равновесия (в данном случае — изотерма Лэнгмюра) выпукла по отношению к оси, на которой отложен состав газа (рис. III.21). Поэтому профили концентраций должны при бесконечной скорости массопереноса соответствовать уравнению (III.92). Концентрация метана будет равна $c = c^*(X_{\text{H}}) = c^*(0) = 0$ при

$$z > \frac{\omega \tau c_{\text{H}}}{\varepsilon c_{\text{H}} + \rho_{\text{нас}} X^*(c_{\text{H}})} = \frac{0,09 \cdot 1800 \cdot 0,2}{0,4 \cdot 0,2 + 450 \cdot 0,02885} = 2,48 \text{ м}$$

Следовательно, толщина слоя сорбента для данного процесса должна быть не менее 2,48 м.

Пример 16. Определить минимальное время практически полной десорбции метана из слоя угля толщиной 2,48 м, содержащего в начальный момент 0,02885 кг метана/кг угля при 25 °С, если десорбирующий газ не содержит метана и движется в адсорбере с фиктивной скоростью 9 см/с. Найти зависимость конечной концентрации десорбирующего газа от времени. При какой минимальной скорости десорбция может быть осуществлена, как и адсорбция, за 1800 с.

Так как изотерма адсорбции является выпуклой, то при десорбции в условиях бесконечной скорости массопереноса распределение концентраций в различные моменты времени должно описываться уравнениями (III.93)—(III.94). В соответствии с первым из уравнений (III.93) конечная концентрация десорбирующего газа станет равной начальной (т. е. нулевой и, следовательно, десорбция будет закончена) при

$$z \leq \frac{\omega \tau}{\varepsilon + \rho_{\text{нас}} \left(\frac{dX^*}{dc} \right)_{c=0}}$$

Значит, при $z = H = 2,48$ м десорбция будет закончена за время

$$\tau \geq \frac{H \left[\varepsilon + \rho_{\text{нас}} \left(\frac{dX^*}{dc} \right)_{c=0} \right]}{\omega} = \frac{2,48 (0,4 + 450 \cdot 0,375)}{0,09} = 4660 \text{ с}$$

где $(dX^*/dc)_{c=0} = 0,375$ (см. уравнение изотермы адсорбции в условиях Примера 15). Таким образом, для полной десорбции слоя в данных условиях требуется не менее 4660 с.

Для определения зависимости концентрации выходящего газа от времени зададимся рядом значений c , найдем производные

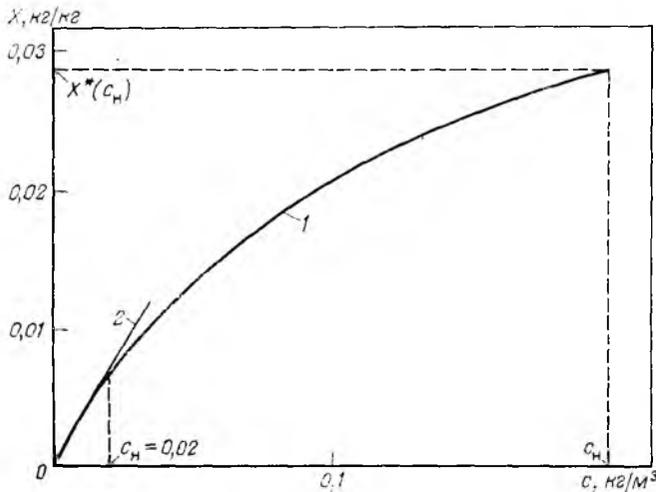


Рис. III.21. Изотерма адсорбции метана активированным углем при 25 °С (к примерам 15—21):

1 — кривая $X = 0,375 c/1 + 8 c$; 2 — аппроксимация изотермы при малых концентрациях линейной зависимостью: $X = 0,35 c$.

dX^*/dc для каждого значения c и вычислим с помощью уравнения (III.94) время, при котором конечная концентрация (при $z = H$) равна c . Пусть, например, $c = 0,1$ кг/м³. Тогда

$$\left(\frac{dX^*}{dc}\right)_{c=0,1} = \left[\frac{0,375}{(1+8c)^2}\right]_{c=0,1} = \frac{0,375}{(1+8 \cdot 0,1)^2} = 0,1157 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Из уравнения (III.94) получаем:

$$\tau = \frac{H \left(\varepsilon + \rho_{\text{нас}} \frac{dX^*}{dc} \right)}{w} = \frac{2,48 (0,4 + 450 \cdot 0,1157)}{0,09} = 1446 \text{ с}$$

Следовательно, через 1446 с после начала десорбции конечная концентрация десорбирующего газа будет равна 0,1 кг/м³. Результаты расчета при других значениях c приведены ниже:

c , кг/м ³	$\frac{dX^*}{dc}$, м ³ /кг	τ , с	c , кг/м ³	$\frac{dX^*}{dc}$, м ³ /кг	τ , с
0,200	0,0555	699	0,100	0,1157	1446
0,196	0,0559	704	0,060	0,1712	2130
0,190	0,0590	743	0,020	0,2787	3466
0,180	0,0630	792	0,010	0,3215	3997
0,140	0,0834	1045	0	0,375	4660

Полученная зависимость концентрации метана в выходящем газе от времени показана на рис. III.22. Эта зависимость позволяет найти конечную концентрацию в газе и максимальную остаточную концентрацию в сорбенте при различном времени десорбции. Так, при $\tau = 1800$ с получим $c/c^*(X_H) = 0,38$ ($z = H$). Следовательно, $c_H = 0,38 \cdot 0,2 = 0,076$ кг/м³; концентрация в сорбенте (максимальная, на задней по ходу десорбирующего газа кромке слоя) составит $X = 0,375 \cdot 0,076 / (1 + 8 \cdot 0,076) = 0,0177$ кг/кг угля.

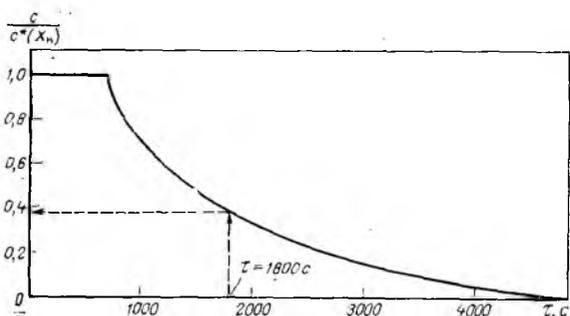


Рис. III.22. Зависимость конечной концентрации от времени (к примеру 16).

Минимальная скорость газа, при которой можно рассчитывать на практически полную десорбцию слоя при $\tau = 1800$ с, в соответствии с уравнением (III.93) равна:

$$w = \frac{H \left[\varepsilon + \rho_{\text{нас}} \left(\frac{dX^*}{dc} \right)_{c=0} \right]}{\tau} = \frac{2,48 (0,4 + 450 \cdot 0,375)}{1800} = 0,233 \text{ м/с}$$

Уравнения (III.92)—(III.94), справедливые при бесконечных скоростях массопереноса, дают возможность найти предельные параметры процесса. Их применяют также для быстрого определения ориентировочных значений высоты слоев и длительности стадий адсорбции и десорбции, а также для приближенного расчета массообменных процессов с неподвижным слоем твердой фазы в тех случаях, когда нет данных для расчета внутреннего сопротивления. Более точный расчет требует учета скоростей массопереноса.

Линейная изотерма адсорбции. Если скорость массопереноса характеризовать уравнением (III.86), то строгое решение для распределения концентраций существует лишь при линейной равновесной зависимости. Для адсорбции при $X_H = 0$ оно имеет вид [4, 25]:

$$\begin{aligned} c/c_H &= J(n_{0y}, n_{0y}T) \\ X/X^*(c_H) &= 1 - J(n_{0y}T, n_{0y}) \end{aligned} \quad (\text{III.95})$$

где $n_{0y} = K'_y a z / w$ — общее число единиц переноса для слоя сорбента высотой z , рассчитанное с учетом продольного перемешивания.

Параметр $T = \omega c_H (\tau - z\varepsilon/w) / \rho_{\text{нас}} X^*(c_H) z$ можно рассматривать как безразмерное время.

Функция $J(\alpha, \gamma)$ является функцией двух переменных. Ее значения приведены в табл. III.4. При больших значениях переменных ($\alpha\gamma > 36$) функция J может приближенно вычисляться с помощью таблиц интеграла вероятности по уравнению [4]:

$$\begin{aligned} J(\alpha, \gamma) &= \frac{1}{2} [1 - \text{erf}(\sqrt{\alpha} - \sqrt{\gamma})] + \\ &+ \frac{\exp[-(\sqrt{\alpha} - \sqrt{\gamma})^2]}{2\sqrt{\pi}[(\alpha\gamma)^{1/4} + \sqrt{\gamma}]} \end{aligned} \quad (\text{III.96})$$

При $\alpha\gamma > 3600$ эту функцию можно определять с помощью более простой зависимости:

$$J(\alpha, \gamma) = \frac{1}{2} [1 - \text{erf}(\sqrt{\alpha} - \sqrt{\gamma})] \quad (\text{III.96a})$$

Значения интеграла вероятностей $\text{erf}(x) = (2/\sqrt{\pi}) \int_0^x e^{-y^2} dy$ приведены в табл. III.5. Для десорбции в случае линейной изотермы адсорбции (при $c_H = 0$) справедлива следующая зависимость:

$$\begin{aligned} c/c^*(X_H) &= 1 - J(n_{0y}, n_{0y}T) \\ X/X_H &= J(n_{0y}T, n_{0y}) \end{aligned} \quad (\text{III.97})$$

Переменная T для десорбции равна:

$$T = \omega c^*(X_H) (\tau - z\varepsilon/w) / \rho_{\text{нас}} X_H z$$

Пример 17. Подобрать размеры адсорбера для очистки водорода от метана при давлении 1 МПа и температуре 25 °С, если расход исходной смеси равен 542 кг/ч, а начальная концентрация метана $y_H = 0,00309$ мол. доли. Максимально допустимое содержание метана в очищенном водороде 0,05 y_H . Продолжительность цикла адсорбции принять равной 1800 с. Свойства активированного угля приведены в примере 14. Считать, что в начале адсорбции сорбент не содержит метана.

Таблица III.4. Функция $J(\alpha, \gamma)$ [4] [$J(\alpha, 0) = e^{-\alpha}$; $J(0, \gamma) = 1$]

α	γ/α												
	0,1	0,25	0,4	0,5	0,6	0,75	1	1,3	1,6	2	3	5	10
0,01	0,9901	0,9901	0,9901	0,9901	0,9901	0,9901	0,9901	0,9902	0,9902	0,9902	0,9903	0,9905	0,9910
0,02	0,9802	0,9803	0,9804	0,9804	0,9804	0,9805	0,9806	0,9807	0,9808	0,9810	0,9813	0,9821	0,9838
0,05	0,9515	0,9518	0,9522	0,9524	0,9526	0,9530	0,9536	0,9542	0,9549	0,9558	0,9579	0,9618	0,9701
0,10	0,9057	0,9071	0,9084	0,9093	0,9101	0,9114	0,9135	0,9159	0,9183	0,9213	0,9285	0,9408	0,9632
0,20	0,8220	0,8267	0,8314	0,8344	0,8374	0,8417	0,8487	0,8567	0,8643	0,8737	0,8946	0,9267	0,9704
0,50	0,6214	0,6427	0,6628	0,6756	0,6880	0,7056	0,7329	0,7624	0,7886	0,8193	0,8782	0,9451	0,9928
1	0,4038	0,4543	0,5010	0,5301	0,5578	0,5965	0,6543	0,7136	0,7634	0,8174	0,9061	0,9766	0,9994
1,5	0,2724	0,3425	0,4078	0,4487	0,4874	0,5415	0,6215	0,7018	0,7670	0,8341	0,9323	0,9902	0,9999

	γ/α												
	0,15	0,25	0,4	0,5	0,6	0,75	1	1,3	1,6	2	3	4	5
2	0,2162	0,2690	0,3456	0,3943	0,4409	0,5064	0,6035	0,7000	0,7764	0,8519	0,9512	0,9853	0,9958
3	0,1235	0,1778	0,2633	0,3209	0,3777	0,4597	0,5833	0,7052	0,7980	0,8828	0,9744	0,9952	0,9992
4	0,0745	0,1234	0,2085	0,2700	0,3331	0,4269	0,5717	0,7140	0,8183	0,9069	0,9863	0,9984	0,9998
5	0,0463	0,0878	0,1686	0,2313	0,2982	0,4011	0,5639	0,7236	0,8364	0,9256	0,9926	0,9995	0,9999

	γ/α												
	0,25	0,4	0,5	0,6	0,75	0,9	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5
6	0,0635	0,1380	0,2003	0,2695	0,3796	0,4891	0,5582	0,7078	0,8187	0,8934	0,9403	0,9679	0,9833
8	0,0341	0,0948	0,1535	0,2242	0,3446	0,4699	0,5503	0,7229	0,8444	0,9194	0,9610	0,9822	0,9923
10	0,0188	0,0665	0,1198	0,1894	0,3163	0,4547	0,5449	0,7371	0,8658	0,9384	0,9742	0,9900	0,9964
15	0,0045	0,0288	0,0674	0,1292	0,2627	0,4259	0,5366	0,7683	0,9055	0,9677	0,9905	0,9975	0,9994
20	0,0011	0,0130	0,0393	0,0909	0,2230	0,4040	0,5316	0,7943	0,9323	0,9826	0,9964	0,9994	0,9999

	γ/α												
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
30	0,0028	0,0142	0,0472	0,1161	0,2268	0,3703	0,5258	0,6705	0,7885	0,8742	0,9304	0,9640	0,9825
40	0,0006	0,0053	0,0254	0,0808	0,1881	0,3440	0,5223	0,6884	0,8178	0,9043	0,9545	0,9803	0,9922
50	0,002	0,0021	0,0140	0,0572	0,1580	0,3221	0,5200	0,7044	0,8419	0,9263	0,9698	0,9891	0,9965
60	0,0000	0,0008	0,0078	0,0410	0,1339	0,3032	0,5182	0,7188	0,8620	0,9428	0,9798	0,9938	0,9984
80	0,0000	0,0001	0,0025	0,0215	0,0979	0,2714	0,5158	0,7441	0,8934	0,9649	0,9907	0,9980	0,9996
100	0,0000	0,0000	0,0008	0,0116	0,0727	0,2453	0,5141	0,7657	0,9168	0,9781	0,9956	0,9993	0,9999

	γ/α												
	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3
150	0,0026	0,0110	0,0361	0,0931	0,1951	0,3412	0,5115	0,6759	0,8088	0,9000	0,9536	0,9809	0,9930
200	0,0006	0,0040	0,0185	0,0624	0,1585	0,3152	0,5100	0,6980	0,8415	0,9295	0,9734	0,9906	0,9976
300	0,0000	0,0006	0,0052	0,0293	0,1082	0,2744	0,5081	0,7340	0,8879	0,9635	0,9907	0,9981	0,9997
400	0,0000	0,0001	0,0015	0,0143	0,0759	0,2425	0,5071	0,7630	0,9189	0,9806	0,9967	0,9996	0,9999

	γ/α												
	0,88	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1,02	1,04	1,06	1,08	1,1	1,12
500	0,0261	0,0541	0,1011	0,1717	0,2667	0,3814	0,5063	0,6295	0,7395	0,8291	0,8955	0,9405	0,9685
600	0,0166	0,0390	0,0808	0,1490	0,2466	0,3693	0,5058	0,6402	0,7581	0,8504	0,9151	0,9559	0,9790
800	0,0069	0,0207	0,0526	0,1139	0,2132	0,3485	0,5050	0,6593	0,7895	0,8839	0,9431	0,9753	0,9905
1000	0,0029	0,0112	0,0348	0,0883	0,1861	0,3306	0,5045	0,6758	0,8151	0,9088	0,9613	0,9859	0,9956

При начальной концентрации метана $y_H = 0,00309$ мол. доли

$$c_H = \frac{0,00309 \cdot 10^6 \cdot 16,04}{8314 (273,15 + 25)} = 0,02 \text{ кг/м}^3$$

При столь малых концентрациях (см. рис. III.21) изотерму адсорбции можно аппроксимировать линейной зависимостью $X^* = 0,35 c_H$ и, следовательно, использовать для расчета уравнения (III.95).

Свойства газовой фазы. Считая применимыми законы идеальных газов, находим плотности исходной смеси и чистого водорода при условиях в адсорбере:

$$\rho_H = \frac{pM}{RT} = \frac{10^6 \cdot 2,059}{8314 (273,15 + 25)} = 0,8306 \text{ кг/м}^3$$

где $M = 2,016 (1 - 0,00309) + 16,04 \cdot 0,00309 = 2,059$ — средняя молекулярная масса исходной смеси. Для водорода $\rho_{H_2} = 0,822 \text{ кг/м}^3$. Следовательно, объемный расход исходной смеси равен:

$$V_H = 542/3600 \cdot 0,8306 = 0,1813 \text{ м}^3/\text{с}$$

Так как в течение цикла адсорбции из аппарата большую часть времени должен выходить практически чистый водород, конечный расход можно принять равным

$$V_R = V_H (1 - y_H) = 0,1813 (1 - 0,00309) = 0,1807 \text{ м}^3/\text{с}$$

Таблица III.5. Интеграл вероятностей: $\operatorname{erf}(x) = (2/\sqrt{\pi}) \int_0^x e^{-y^2} dy$

$$\operatorname{erf}(-x) = -\operatorname{erf}(x)$$

x	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0,0000	0,0113	0,0226	0,0338	0,0451	0,0564	0,0676	0,0789	0,0901	0,1013
0,1	0,1125	0,1236	0,1348	0,1459	0,1569	0,1680	0,1790	0,1890	0,2009	0,2118
0,2	0,2227	0,2335	0,2443	0,2550	0,2657	0,2763	0,2869	0,2974	0,3079	0,3183
0,3	0,3286	0,3389	0,3491	0,3593	0,3694	0,3794	0,3893	0,3992	0,4090	0,4187
0,4	0,4284	0,4380	0,4475	0,4569	0,4662	0,4755	0,4847	0,4937	0,5028	0,5117
0,5	0,5205	0,5294	0,5379	0,5465	0,5549	0,5633	0,5716	0,5798	0,5879	0,5959
0,6	0,6039	0,6117	0,6194	0,6270	0,6346	0,6420	0,6494	0,6566	0,6638	0,6708
0,7	0,6778	0,6847	0,6914	0,6981	0,7047	0,7112	0,7175	0,7238	0,7300	0,7361
0,8	0,7421	0,7480	0,7538	0,7595	0,7651	0,7707	0,7761	0,7814	0,7867	0,7918
0,9	0,7969	0,8019	0,8068	0,8116	0,8163	0,8209	0,8254	0,8299	0,8342	0,8385
1,0	0,8427	0,8468	0,8508	0,8548	0,8586	0,8624	0,8661	0,8698	0,8733	0,8768
1,1	0,8802	0,8835	0,8868	0,8900	0,8931	0,8961	0,8991	0,9020	0,9043	0,9076
1,2	0,9103	0,9130	0,9155	0,9180	0,9205	0,9229	0,9252	0,9275	0,9297	0,9319
1,3	0,9340	0,9361	0,9381	0,9400	0,9419	0,9438	0,9456	0,9473	0,9490	0,9507
1,4	0,9523	0,9539	0,9554	0,9569	0,9583	0,9597	0,9611	0,9624	0,9637	0,9649
1,5	0,9661	0,9673	0,9684	0,9695	0,9706	0,9716	0,9726	0,9736	0,9745	0,9755
1,6	0,9763	0,9772	0,9780	0,9788	0,9796	0,9804	0,9811	0,9818	0,9825	0,9832
1,7	0,9838	0,9844	0,9850	0,9856	0,9861	0,9867	0,9872	0,9877	0,9882	0,9886
1,8	0,9891	0,9895	0,9899	0,9903	0,9907	0,9911	0,9915	0,9918	0,9922	0,9925
1,9	0,9928	0,9931	0,9934	0,9937	0,9939	0,9942	0,9944	0,9947	0,9949	0,9951
x	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	∞
$\operatorname{erf} x$	0,9953	0,9970	0,9981	0,9989	0,9993	0,9996	0,9998	0,9999	0,9999	1

Для расчета используем средние значения объемного расхода и плотности газа:

$$V = (0,1813 + 0,1807)/2 = 0,181 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\rho_g = (0,8306 + 0,822)/2 = 0,8263 \text{ кг/м}^3$$

Вязкость метановодородных смесей при малых концентрациях метана равна $0,9 \cdot 10^{-5}$ Па·с [2]. Коэффициент диффузии рассчитан при решении примера 14 и равен $0,0735 \text{ см}^2/\text{с}$.

Фиктивная скорость газа. Для определения оптимальных размеров адсорбера рассчитаем высоту слоя сорбента при нескольких значениях диаметров аппарата: 1,2; 1,6 и 2,4 м. Для $D = 1,2$ м фиктивная скорость газа составит:

$$\omega = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,181}{3,14 \cdot 1,2^2} = 0,16 \text{ м/с}$$

Для $D = 1,6$ и $2,4$ м фиктивные скорости газа будут равны соответственно 0,09 и 0,04 м/с.

Коэффициенты массопередачи. При $\omega = 16 \text{ м/с}$ коэффициент массопередачи рассчитан в примере 14 ($K_y = 0,309 \text{ см/с}$). Найдем поправку для учета продольного перемешивания по уравнению (III.91):

$$\beta_{\text{прод}} = 0,0567 \frac{\omega}{1 - \epsilon} \left(\frac{\rho_g \omega d}{\mu_y} \right)^{0,22} = 0,0567 \frac{16}{1 - 0,4} \left(\frac{0,8263 \cdot 16 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{0,9 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,22} = 3,48 \text{ см/с}$$

Следовательно, коэффициент массопередачи с учетом продольного перемешивания равен:

$$K'_y = \left(\frac{1}{K_y} + \frac{1}{\beta_{\text{прод}}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{0,309} + \frac{1}{3,48} \right)^{-1} = 0,284 \text{ см/с}$$

Аналогичным образом можно рассчитать коэффициенты массопередачи при других скоростях газа. Результаты расчета приведены ниже (в см/с):

$D, \text{ м}$	ω	β_y	β_x	$\beta_{\text{прод}}$	K_y	K'_y
1,2	16	2,81	0,347	3,48	0,309	0,284
1,6	9	1,94	0,347	1,72	0,294	0,251
2,4	4	1,15	0,347	0,641	0,267	0,188

Профиль концентрации в газе. Расчет профилей концентраций при $\tau = 1800$ с производим следующим

образом. Задаемся значениями $\gamma/\alpha = n_{Oy}T/n_{Oy} = T = \omega c_H (\tau - ze/\omega)/\rho_{\text{нас}} X^* (c_H) z$ и определяем z (расстояние от входа газа):

$$z = \left[\frac{\omega T c_H}{\rho_{\text{нас}} X^* (c_H)} \right] \left/ \left[T + \frac{c_H \epsilon}{\rho_{\text{нас}} X^* (c_H)} \right] \right.$$

Затем рассчитываем общее число единиц переноса при данном значении z : $n_{Oy} = K'_y \alpha z/\omega$.

Найдем с помощью табл. III.4 значение функции $J(\alpha, \gamma)$ при $\alpha = n_{Oy}$ и $\gamma = n_{Oy}T$, по уравнению (III.95) определяем концентрацию в газе при z , соответствующем выбранному T . Выполнив расчет для ряда значений T (удобно задавать значениями T , равными γ/α , приведенным в табл. III.4), получаем зависимость концентрации метана в газе от высоты слоя сорбента.

Пусть $\omega = 16 \text{ см/с}$. Зададимся, например, $T = 1$. Тогда

$$z = \left(\frac{16 \cdot 1800 \cdot 0,02}{450 \cdot 0,007} \right) \left/ \left(1 + \frac{0,02 \cdot 0,4}{450 \cdot 0,007} \right) \right. = 182 \text{ см}$$

где $X^* (c_H) = 0,35 \cdot 0,02 = 0,007 \text{ кг/кг}$ угля.

Следовательно

$$n_{Oy} = \frac{0,284 \cdot 1200 \cdot 10^{-2} \cdot 182}{16} = 38,8$$

В табл. III.5 находим значение функции $J(\alpha, \gamma) = J(n_{Oy}, n_{Oy}T)$. При $\gamma/\alpha = T = 1$ и $\alpha = n_{Oy} = 30$ она равна 0,5258, а при $T = 1$ и $n_{Oy} = 40$ равна 0,5223. С помощью линейной интерполяции находим $J(n_{Oy}, n_{Oy}T)$ при $T = 1$ и $n_{Oy} = 38,8$ она равна 0,5227. Следовательно, при $z = 182 \text{ см}$ в соответствии с уравнением (III.95) получим: $c = 0,5227 c_H = 0,5227 \times 0,02 = 0,0104 \text{ кг/м}^3$. Таким же образом можно найти состав газа при других значениях T и z . Результаты расчета профиля концентраций в газе при $\omega = 16 \text{ см/с}$ приведены ниже:

T	$z, \text{ см}$ ($\tau = 1800 \text{ с}$)	n_{Oy}	c/c_H
0,4	454	96,8	0,0000
0,5	364	77,5	0,0002
0,6	303	64,6	0,0066
0,7	260	55,4	0,0484
0,8	228	48,5	0,1625
0,9	203	43,2	0,3370
1	182	38,8	0,5227
1,1	166	35,3	0,6800
1,2	152	32,4	0,7955
1,5	122	25,9	0,9510
2	91,3	19,4	0,9957
2,5	73,1	15,6	0,9995

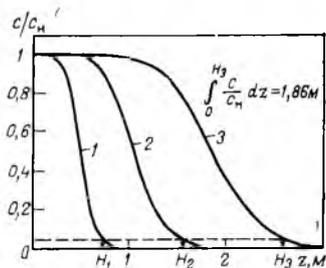


Рис. III.23. Профиль концентраций в газе при $\tau = 1800$ с (к примеру 17):

1 — $w = 4$ см/с; 2 — $w = 9$ см/с;
3 — $w = 16$ см/с.

Таким же образом можно рассчитать профили концентраций и при скоростях газа 9 и 4 см/с; они показаны на рис. III.23. Высота слоя сорбента. По условию, концентрация проскока составляет 0,05 c_n . Проведя на графике безразмерных профилей концентраций горизонтальную линию, имеющую ординату 0,05 и найдя точки пересечения ее с профилями концентраций, находим необходимую высоту слоя сорбента при различных скоростях газа:

D , м	w , см/с	H , м	v , м ³ (объем слоя)
1,2	16	2,6	2,94
1,6	9	1,5	3,02
2,4	4	0,72	3,26

В данном случае адсорбция проводится под давлением. Энергетические затраты на преодоление гидравлического сопротивления проскока должны быть несущественными по сравнению с затратами на сжатие газа. Поэтому оптимальные размеры адсорбера можно определить, исходя из минимального объема сорбента, т. е. при $w = 16$ см/с. Отметим, что для определения высоты слоя сорбента нет необходимости определять полный профиль концентраций, достаточно найти распределение концентраций по длине слоя в узкой области вблизи концентрации проскока.

Пример 18. Составить материальный баланс по метану для стадии адсорбции рассмотренного в предыдущем примере процесса, приняв $D = 1,2$ м и $H = 2,6$ м.

Профиль концентрации в сорбенте и выходная кривая. Для составления материального баланса [уравнение (III.80)] кроме профиля концентраций в газе, нужно иметь профиль концентрации в сорбенте при $\tau = 0$ и выходную кривую (зависимость конечного состава газа от времени). При $z = H = 2,6$ м число единиц переноса $n_{oy} = K_{az}w = 0,284 \cdot 1200 \cdot 10^{-2} \cdot 2,6/0,16 = 55,38$. Задаваясь рядом значений параметра T , находим соответствующие им значения τ по уравнению

$$\tau = \frac{z [T \rho_{нас} X^*(c_n) + c_n \epsilon]}{w c_n}$$

Затем с помощью табл. III.4 определяем значения функции $J(\alpha, \gamma) = J(n_{oy}, n_{oy} T)$ и по уравнению (III.95) вычисляем конечную концентрацию в газе при различных τ . Ниже приведены результаты расчетов:

T	τ , с	c/c_n
0,4	1030	0,0001
0,5	1286	0,0014
0,6	1542	0,0107
0,7	1798	0,0485
0,8	2054	0,1450

Построенная по этим данным выходная кривая показана на рис. III.24.

Для нахождения профиля концентраций в сорбенте удобнее всего задаваться величинами $1/T$, затем, определив соответствующие им значения z и $n_{oy} T$ и найдя значения $J(\alpha, \gamma) = J(n_{oy} T, n_{oy})$, по уравнению (III.95) вычислить концентрацию в сорбенте. Результаты расчетов приведены ниже:

$1/T$	T	z , см	$n_{oy} T$	$J(n_{oy} T, n_{oy})$	$X/X^*(c_n)$
0,4	2,5	73,1	38,91	0,0008	0,9992
0,5	2	91,3	38,90	0,0063	0,9937
0,6	1,667	110	38,89	0,0278	0,9722
0,7	1,429	128	38,88	0,0848	0,9152
0,8	1,25	146	38,87	0,1925	0,8075
0,9	1,111	164	38,86	0,3470	0,6530
1	1	182	38,85	0,5227	0,4773
1,1	0,9091	201	38,84	0,6863	0,3137
1,2	0,8333	219	38,83	0,8144	0,1856
1,3	0,7692	237	38,82	0,9007	0,0993
1,4	0,7143	255	38,81	0,9516	0,0484
1,5	0,6667	273	38,80	0,9783	0,0217
1,6	0,625	291	38,79	0,9910	0,0090

Рассчитанный профиль концентрации показан на рис. III.24. Материальный баланс. Чтобы вычислить интегралы, входящие в уравнение (III.80), найдем площади под профилями концентраций (при z от 0 до 2,6 м) и выходной кривой (при τ от 0 до 1800 с) на рис. III.23 и III.24. Вычисление этих площадей дает:

$$\int_0^{\theta} \left(\frac{c}{c_n} \right) d\tau = 9,14 \text{ с}; \quad \int_0^H \left[\frac{X}{X^*(c_n)} \right] dz = 1,82 \text{ м};$$

$$\int_0^H \left(\frac{c}{c_n} \right) dz = 1,86 \text{ м}$$

Так как поперечное сечение аппарата $S = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 1,2^2/4 = 1,311 \text{ м}^2$, то количество метана, уносимое из аппарата очищенным газом, составит:

$$w S \int_0^{\theta} c d\tau = 0,16 \cdot 1,131 \cdot 0,02 \cdot 9,14 = 0,033 \text{ кг}$$

Количество метана, поглощенное углем, равно:

$$\rho_{нас} S \int_0^H X dz = 450 \cdot 1,131 \cdot 0,007 \cdot 1,82 = 6,47 \text{ кг}$$

Количество метана, оставшееся внутри аппарата в газовой фазе после завершения стадии адсорбции, составит

$$\epsilon S \int_0^H c dz = 0,4 \cdot 1,131 \cdot 0,02 \cdot 1,86 = 0,017 \text{ кг}$$

Таким образом, количество поступившего в аппарат метана должно быть равно $6,47 + 0,017 + 0,033 = 6,52 \text{ кг}$. Эту величину можно найти и другим способом:

$$w S c_n \theta = 0,16 \cdot 1,131 \cdot 0,02 \cdot 1800 = 6,52 \text{ кг}$$

Ясно, что в данном случае количество поглощенного сорбентом вещества с достаточной точностью может быть рассчитано из приближенного уравнения (III.80 а).

Из материального баланса следует, что средний расход газа на выходе из адсорбера составит: $542 - (6,47 + 0,017) 2 = 529 \text{ кг/ч}$.

Пример 19. В процессе адсорбции, рассмотренном в примерах 17 и 18, регенерацию сорбента предполагается проводить при давлении 0,1 МПа и температуре 25 °С путем рециркуляции части очищенного водорода. Определить расход водорода на регенерацию угля при продолжительности десорбции 1800 с, если максимальное содержание метана в сорбенте после регенерации должно составлять 0,00035 кг/кг угля. Считать, что при давлении 0,1 МПа применимо то же уравнение изотермы адсорбции.

Эквивалентная толщина насыщенного слоя сорбента. После завершения стадии адсорбции концентрация в сорбенте обычно распределена неравномерно. Так, для рассматриваемого процесса (рис. III.24) лишь слой угля толщиной около 1 м насыщен метаном, в остальной части слоя концентрация метана меньше предельной. Существующие же решения для расчета процессов адсорбции и десорб-

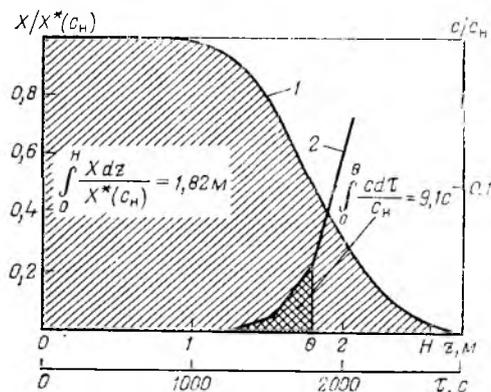


Рис. III.24. Профиль концентрации в сорбенте при $\tau = 1800$ с (1) и выходная кривая при $H = 2,6$ м (2) (к примеру 18).

ции, в частности, уравнения (III.95) и (III.97) для линейной изотермы адсорбции, справедливы при однородном начальном составе сорбента — в этом заключается одна из трудностей расчета десорбции. Поэтому будем приближенно рассчитывать процесс регенерации, приняв, что все поглощенное сорбентом вещество равномерно распределено в слое толщиной H_3 при концентрации насыщения. Величину H_3 можно определить из результатов расчета стадии адсорбции по уравнению:

$$H_3 = \int_0^H \left[\frac{X_{z=0}}{X^*(c_H)} \right] dz \approx \frac{\omega c_H \theta}{\rho_{нас} X^*(c_H)} \quad (III.98)$$

Таким образом, будем считать, что перед началом десорбции часть слоя, высотой H_3 имеет начальную концентрацию метана $X_H = X^*(c_H) = 0,007$ кг/кг угля; остальная часть не содержит метана. Определим скорость газа в процессе десорбции, при которой максимальная концентрация в сорбенте (на выходе газа: направление движения газа на стадии десорбции принимаем противоположным направлению при адсорбции) через 1800 с составит 0,0035 кг/кг угля, т. е. $0,05X_H$. Так же, как для адсорбции, проведем сравнительный расчет десорбции при диаметрах аппарата 1,2; 1,6 и 2,4 м. В соответствии с уравнением (III.98) эквивалентная высота слоя сорбента равна площади под профилем безразмерной концентрации в сорбенте в конце стадии адсорбции. Для $D = 1,2$ м эта площадь определена в примере 18. Она равна 1,82. При $D = 1,6$ м из уравнения (III.98) находим:

$$H_3 \approx \frac{0,09 \cdot 0,02 \cdot 1800}{450 \cdot 0,007} = 1,03 \text{ м}$$

Для $D = 2,4$ м таким же образом находим $H_3 = 0,457$ м.

Скорость газа при десорбции. Из уравнения (III.97) следует: для того, чтобы найти скорость газа, при которой в конце десорбции ($\tau = 1800$ с) максимальная (т. е. при $z = H_3$) концентрация в сорбенте составит $0,05X_H$, надо подобрать значение ω , которому соответствуют такие n_{oy} и T , что $J(n_{oy}, T, n_{oy})$ равно 0,05. Проще всего это сделать графически. Найдем сначала зависимость n_{oy} от значений $1/T$, для которых $J(n_{oy}, T, n_{oy}) = 0,05$. Для этого зададимся рядом значений $n_{oy}T$ и с помощью линейной интерполяции найдем в табл. III.4 величины $1/T$, при которых $J(n_{oy}T, n_{oy}) = 0,05$. Из них определим значения T и n_{oy} . Результаты расчетов приведены ниже:

$n_{oy}T$	$1/T$	T	n_{oy}
80	0,7373	1,356	59,0
60	0,7097	1,409	42,6
50	0,6833	1,463	34,2
40	0,6444	1,552	25,8
30	0,6040	1,655	18,1

Построив зависимость n_{oy} от значений $1/T$, при которых максимальная концентрация в сорбенте после завершения десорбции равна $0,05X_H$ (рис. III.25), найдем действительную зависимость между параметром T и общим числом единиц переноса. Пусть $D = 1,2$ м, $1/T = 0,75$, $T = 1,333$. Тогда из определения параметра T для десорбции следует:

$$\omega = \frac{H_3 [T \rho_{нас} X_H + \varepsilon c^*(X_H)]}{\tau c^*(X_H)} = \frac{1,82 (1,333 \cdot 450 \cdot 0,007 + 0,4 \cdot 0,02)}{1800 \cdot 0,02} = 0,213 \text{ м/с}$$

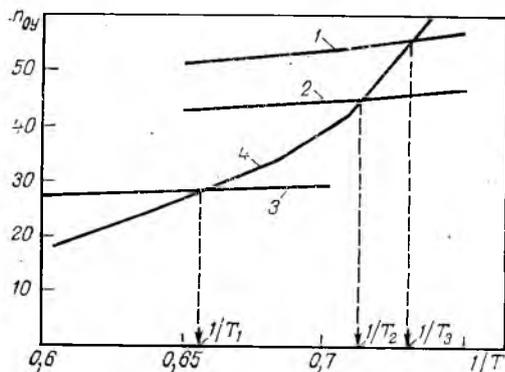


Рис. III.25. Расчет скорости газа при десорбции (к примеру 19): зависимость n_{oy} от $1/T$ (1 — при $D = 1,2$ м; 2 — при $D = 1,6$ м; 3 — при $D = 2,4$ м; 4 — при $X/X_H = 0,05$).

Найдем коэффициент массопередачи при этой скорости газа. Десорбция проводится при давлении, в 10 раз меньшем давления адсорбции. Поэтому плотность газа при десорбции можно считать в десять раз меньшей, а коэффициент диффузии — в десять раз большим, чем при адсорбции. Следовательно, имеем: $\rho_y = 0,08263$ кг/м³, $D_y = 0,735$ см²/с. Расчет внутреннего коэффициента массопередачи по уравнениям (III.83) и (III.85) дает: $\beta_x = \beta_{п} = 0,749$ см/с. Определив из уравнений (III.82) и (III.91) внешний коэффициент массопередачи ($\beta_y = 7,73$ см/с) и поправку для учета продольного перемешивания ($\beta_{прод} = 2,98$ см/с), находим коэффициент массопередачи при скорости газа 0,213 м/с ($K'_y = 0,556$ см/с). Следовательно, при $1/T = 0,75$ общее число единиц переноса для всего слоя равно:

$$n_{oy} = \frac{K'_y a H_3}{\omega} = \frac{0,556 \cdot 1200 \cdot 10^{-2} \cdot 1,82}{0,213} = 57$$

Ниже приведены результаты расчетов n_{oy} при других значениях $1/T$ и D :

D , м	H_3 , м	n_{oy}	при $1/T$, равном		
		0,6	0,65	0,7	0,75
1,2	1,82	—	51,3	53,6	57,0
1,6	1,02	—	42,9	44,4	46,7
2,4	0,457	27,4	28,2	29,0	—

Наносим зависимость n_{oy} от $1/T$ для каждого диаметра аппарата на график, приведенный на рис. III.25. Точки пересечения этих зависимостей с кривой, для которой $J(n_{oy}T, n_{oy}) = 0,05$, определяют значения T и соответствующие им скорости

D , м	$1/T$	T	ω , см/с
1,2	0,73	1,37	21,9
1,6	0,713	1,40	12,64
2,4	0,656	1,52	6,09

Расход водорода на десорбцию. Средний массовый расход газа после адсорбции (см. пример 18) равен 529 кг/ч. Так как плотность газа на стадии десорбции в 10 раз меньше, то при одной и той же скорости газа массовый расход будет в 10 раз меньше. Следовательно, расход водорода на десорбцию для аппарата диаметром 1,2 м составит $529 \cdot 0,1 \cdot 21,9/16 = 72,4$ кг/ч (где 21,9 и 16 см/с — скорости газа на стадиях десорбции и адсорбции). В аппаратах диаметром 1,6 и 2,4 м для десорбции потребуются соответственно 74,3 и 80,5 кг/ч водорода. Таким образом, расчет стадии десорбции подтверждает преимущество использования аппарата диаметром 1,2 м (ввиду большего коэффициента массопередачи).

В примерах 17—19 рассчитана адсорбционная установка, состоящая из двух адсорберов и работающая при длительности стадий адсорбции и десорбции 0,5 ч. Расчет следует повторить при другой продолжительности циклов адсорбции и десорбции и выбрать оптимальный вариант.

Постоянный фактор разделения. Фактором разделения r для адсорбции называют [25] отношение:

$$r = \frac{c/c_H [1 - X/X^*(c_H)]}{[X/X^*(c_H)] (1 - c/c_H)} \quad (III.99)$$

Для многих адсорбционных систем равновесные зависимости между составами фаз можно представить в виде

$$\frac{X}{X^*(c_H)} = \frac{c/c_H}{c/c_H + r(1 - c/c_H)} \quad (III.100)$$

К таким системам относятся, в частности, системы, в которых равновесие описывается уравнением изотермы Лэнгмюра:

$$X = \frac{jc}{1 + bc} \quad (III.101)$$

Для этих систем фактор разделения равен:

$$r = \frac{1}{1 + bc_H} \quad (III.102)$$

При $r = \text{const}$ зависимость концентраций от длины слоя сорбента и времени выражается для адсорбции следующими уравнениями [5, 25]:

$$\frac{c}{c_H} = \frac{J(n_{oy}r, n_{oy}T)}{J(n_{oy}r, n_{oy}T) + \varphi [1 - J(n_{oy}, n_{oy}Tr)]} \quad (III.103)$$

$$\frac{X}{X^*(c_H)} = \frac{1 - J(n_{oy}T, n_{oy}r)}{J(n_{oy}r, n_{oy}T) + \varphi [1 - J(n_{oy}, n_{oy}Tr)]}$$

где $\varphi = \exp [n_{oy} (1 - r) (1 - T)]$

В этом уравнении параметр T определяется так же, как в уравнении (III.95), а в число единиц переноса n_{oy} вместо коэффициента массопередачи нужно подставлять так называемый кинетический коэффициент K , который приближенно равен [26]:

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{2}{r+1} K'_y \quad \text{при } 0,2 < r < 1 \\ K &= \frac{K'_y}{\sqrt{r}} \quad \text{при } r > 1 \end{aligned} \right\} \quad (III.104)$$

Для десорбции уравнения (III.99), (III.100), (III.102) и (III.103) принимают вид:

$$r = \frac{[1 - c/c^*(X_H)] X/X_H}{(1 - X/X_H) c/c^*(X_H)} \quad (III.105)$$

$$\frac{X}{X_H} = \frac{rc/c^*(X_H)}{1 + (r-1) c/c^*(X_H)} \quad (III.106)$$

$$r = 1 + bc^*(X_H) \quad (III.107)$$

$$\frac{c}{c^*(X_H)} = \frac{1 - J(n_{oy}r, n_{oy}T)}{1 - J(n_{oy}r, n_{oy}T) + \varphi J(n_{oy}, n_{oy}Tr)} \quad (III.108)$$

$$\frac{X}{X_H} = \frac{J(n_{oy}T, n_{oy}r)}{1 - J(n_{oy}r, n_{oy}T) + \varphi J(n_{oy}, n_{oy}Tr)}$$

Пример 20. Определить толщину слоя сорбента для очистки водорода от метана адсорбцией при давлении 1 МПа и температуре 25 °С, если начальная концентрация метана составляет $y_H = 0,0309$ мол. доли (0,2 кг/м³ при условиях в адсорбере). Фиктивную скорость газа принять равной 9 см/с, продолжительность адсорбции 1800 с, концентрацию проскока 0,05 y_H . Свойства активированного угля и уравнение изотермы адсорбции даны в примерах 14 и 15.

При концентрациях метана до 0,2 кг/м³ изотерма адсорбции сильно отличается от прямой линии (рис. III.21), поэтому уравнения для линейной изотермы адсорбции неприменимы. Но равновесие в данном случае описывается изотермой Ленгмюра и, следовательно, для расчета адсорбции можно использовать уравнение (III.103). Так как уравнение изотермы адсорбции имеет вид:

$$X^* = 0,375c/(1 + 8c)$$

то равновесная концентрация в угле при начальной концентрации метана $c_H = 0,2$ кг/м³ составляет $X^*(c_H) = 0,02885$ кг/кг угля (см. пример 15), а фактор разделения равен:

$$r = (1 + bc_H)^{-1} = (1 + 8 \cdot 0,2)^{-1} = 0,3846$$

Коэффициент массопередачи для данного сорбента при скорости газа 9 см/с рассчитан в примере 17 (незначительное увеличение плотности газа при большей концентрации метана мало существенно): $K'_y = 0,251$ см/с. Следовательно, в соответствии с уравнением (III.104) кинетический коэффициент K равен:

$$K = \frac{2}{r+1} K'_y = \frac{2 \cdot 0,251}{1 + 0,3846} = 0,362 \text{ см/с}$$

Профиль концентрации в газе. Для расчета профиля концентраций в газе при $\tau = 1800$ с будем задаваться расстоянием от входа газа z и последовательно рассчитывать все величины, входящие в уравнение (III.103). Из этого уравнения определим концентрацию метана в газе при задан-

ном расстоянии z . Пусть, например, $z = 250$ см. Тогда

$$n_{oy} = \frac{Kaz}{w} = \frac{0,362 \cdot 1200 \cdot 10^{-2} \cdot 250}{9} = 120,7$$

$$T = \frac{w c_H (\tau - ze/w)}{\rho_{нас} X^*(c_H) z} = \frac{9 \cdot 0,2 (1800 - 250 \cdot 0,4/9)}{450 \cdot 0,02885 \cdot 250} = 0,9921$$

$$n_{oy}r = 120,7 \cdot 0,3846 = 46,42 \quad n_{oy}T = 120,7 \cdot 0,9921 = 119,7$$

При таких больших значениях аргументов функцию $J(\alpha, \gamma) = J(46,42; 119,7)$ можно найти по уравнению (III.86a):

$$J(\alpha, \gamma) = \frac{1}{2} [1 - \text{erf}(\sqrt{\alpha} - \sqrt{\gamma})] =$$

$$= \frac{1}{2} [1 - \text{erf}(\sqrt{46,42} - \sqrt{119,7})] =$$

$$= \frac{1}{2} [1 - \text{erf}(-4,128)] = \frac{1}{2} [1 + \text{erf}(4,128)]$$

Как видно из табл. III.6, интеграл вероятности от 4.128 практически должен быть равен 1. Следовательно, $J(n_{oy}r, n_{oy}T)$ также равна 1. Далее рассчитываем $n_{oy}Tr = 46,04$ и оцениваем по уравнению (III.86 а) функцию $J(n_{oy}, n_{oy}Tr)$. Она должна быть равна

$$J(n_{oy}, n_{oy}Tr) = \frac{1}{2} [1 - \text{erf}(\sqrt{120,7} - \sqrt{46,04})] =$$

$$= \frac{1}{2} [1 - \text{erf}(4,201)] \approx 0$$

Следовательно, в данном случае уравнение (III.103) упрощается и принимает вид:

$$\frac{c}{c_H} = \frac{1}{1 + \exp [n_{oy} (1 - r) (1 - T)]} =$$

$$= \frac{1}{1 + \exp [120,7 (1 - 0,3846) (1 - 0,9921)]} = 0,3577$$

Результаты расчета безразмерного отношения c/c_H при других значениях z приведены ниже:

z , см	n_{oy}	T	c/c_H
230	111,0	1,0789	0,9955
235	113,4	1,0558	0,9801
240	115,8	1,0337	0,9171
245	118,2	1,0125	0,7128
250	120,7	0,9921	0,3577
255	123,1	0,9726	0,1111
260	125,5	0,9537	0,0273
265	127,9	0,9356	0,0062
270	130,3	0,9182	0,0014

Профиль концентрации в газе при $\tau = 1800$ с для рассматриваемого процесса показан на рис. III.26, из которого видно, что необходимая высота слоя угля должна быть равна 2,57 м.

Постоянная скорость движения фронта. Широко распространен приближенный метод расчета, основанный на предположении постоянства скорости

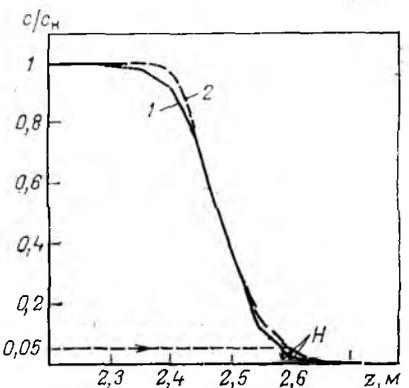


Рис. III.26. Профили концентраций в газе (к примерам 20, 21):

1 — по уравнению (III.103);
2 — по уравнению (III.113).

перемещения со временем всех точек профиля концентрации (фронта адсорбции или десорбции). Метод применим к адсорбции при выпуклой кривой равновесия и к десорбции при вогнутой кривой. В этом случае допущение о постоянной скорости движения фронта соблюдается достаточно точно. При адсорбции скорость фронта u в случае нулевой начальной концентрации сорбента определяется по уравнению

$$u = \frac{\omega c_H}{\varepsilon c_H + \rho_{\text{нас}} X^*(c_H)} \quad (\text{III.108})$$

Для десорбции (при нулевой начальной концентрации десорбирующей среды) справедлива зависимость

$$u = \frac{\omega c^*(X_H)}{\varepsilon c^*(X_H) + \rho_{\text{нас}} X_H} \quad (\text{III.109})$$

При постоянной скорости фронта безразмерные профили концентраций для внешней среды и сорбента должны совпадать, т. е. должны соблюдаться условия:

$$\frac{c}{c_H} = \frac{X}{X^*(c_H)} \quad (\text{при адсорбции})$$

$$\frac{c}{c^*(X_H)} = \frac{X}{X_H} \quad (\text{при десорбции}) \quad (\text{III.110})$$

Известен ряд способов применения данного метода расчета. Один из них [4] заключается в следующем. Принимается, что при данном времени τ координату середины фронта $z_{1/2}$, в которой безразмерные концентрации фаз равны 0,5, можно найти из уравнения:

$$z_{1/2} = u\tau \quad (\text{III.111})$$

Для других значений z концентрации находят с помощью дифференциального уравнения:

$$\left[\frac{\rho_{\text{нас}} X^*(c_H)}{c_H} \right] \frac{dc}{d\tau} = K'_y a [c - c^*(X_H)] \quad (\text{III.112})$$

в котором $\tau' = \tau - z/u$. Это уравнение является следствием дифференциального уравнения материального баланса и уравнения (III.86) для скорости массопередачи. Оно написано применительно к адсорбции. Для десорбции нужно поменять местами члены в квадратных скобках и заменить отношение $X^*(c_H)/c_H$ на $X_H/c^*(X_H)$. При использовании уравнения (III.112) в него подставляют уравнение изотермы адсорбции и проводят интегрирование по c в пределах от $0,5c_H$ до c и по τ' — в пределах от $\tau - z_{1/2}/u$ до $\tau - z/u$ при соблюдении условий (III.110). В случае, если равновесие описывается изотермой Лэнгмюра (III.101), интегрирование приводит к следующей зависимости:

$$\frac{1}{bc_H} \ln \left(\frac{c/c_H}{1 - c/c_H} \right) + \ln \left(\frac{2c}{c_H} \right) =$$

$$= \frac{K'_y a c_H}{\rho_{\text{нас}} X^*(c_H) u} (z_{1/2} - z) \quad (\text{III.113})$$

Если данный метод применяют для расчета выходных кривых при заданной высоте слоя H , то время $\tau_{1/2}$, когда безразмерные концентрации фаз равны 0,5, находят из уравнения

$$\tau_{1/2} = H/u \quad (\text{III.114})$$

Значения концентраций в другие моменты времени находят интегрированием уравнения (III.112)

по c в пределах от $0,5c_H$ до c и по τ' — в пределах от $\tau_{1/2} - H/u$ до $\tau - H/u$. Для изотерм Лэнгмюра в результате интегрирования получается уравнение (III.113), в котором выражение $(z_{1/2} - z)$ заменено на $(\tau - \tau_{1/2})$.

Пример 21. Рассчитать для условий примера 20 высоту слоя угля, считая скорость движения фронта адсорбции постоянной.

Скорость фронта. Из уравнения (III.108) находим:

$$u = \frac{\omega c_H}{\varepsilon c_H + \rho_{\text{нас}} X^*(c_H)} =$$

$$= \frac{9 \cdot 0,2}{0,2 \cdot 0,4 + 450 \cdot 0,02885} = 0,1378 \text{ см/с}$$

Следовательно, $c/c_H = 0,5$ при $z = z_{1/2} = u\tau = 0,1378 \cdot 1800 = 248$ см.

Профиль концентраций в газе. Так как равновесие описывается изотермой Лэнгмюра ($1/bc_H = 1/8 \cdot 0,2 = 0,625$), проводим расчет по уравнению (III.113). Пусть, например, $c/c_H = 0,3$. Тогда левая часть этого уравнения равна:

$$0,625 \ln \left(\frac{c/c_H}{1 - c/c_H} \right) + \ln \left(\frac{2c}{c_H} \right) =$$

$$= 0,625 \ln \left(\frac{0,3}{1 - 0,3} \right) + \ln (2 \cdot 0,3) = -1,04$$

Следовательно

$$z = z_{1/2} - (-1,040) \frac{\rho_{\text{нас}} X^*(c_H)}{K'_y a c_H} =$$

$$= 248 - (-1,040) \frac{0,1378 \cdot 450 \cdot 0,02885}{0,251 \cdot 12 \cdot 0,2} = 251 \text{ см}$$

Ниже приведены результаты расчета профиля концентраций в газе:

c/c_H	0,98	0,95	0,9	0,7	0,5	0,3	0,1	0,05	0,02
z , см	239	241	242	245	248	251	257	260	265

Полученный профиль концентрации показан на рис. III.26 пунктиром. Как видим, этот метод расчета дает $H = 2,6$ м, что очень близко к высоте слоя ($H = 2,57$ м), полученной в предыдущем примере. Профили концентраций, рассчитанные двумя методами, также практически совпадают. Вообще точность расчета, основанного на допущении постоянной скорости фронта, тем выше, чем более выпукла кривая равновесия (чем меньше фактор разделения для адсорбции), чем выше скорость массопереноса и чем больше высота слоя. Требуемая высота слоя для данного процесса лишь немного превышает минимальную высоту, рассчитанную в примере 16 (248 см).

Расчет толщины слоя сорбента и длительности стадий адсорбции и десорбции с помощью профилей концентраций и выходных кривых довольно трудоемок. Поэтому (а также ввиду отсутствия данных для определения внутреннего сопротивления) расчет установок с неподвижным слоем твердой фазы часто проводят по эмпирическим зависимостям, полученным для конкретных адсорбционных систем (см. гл. IX).

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник химика, т. 1—6. Л., Химия, 1966 г.
2. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., Наука, 1972 г. 720 с.
3. Основы жидкостной экстракции. Под ред. Г. А. Ягодина. М. Химия, 1981. 400 с.
4. Шерауд Т., Пигфорд Р. Л., Уилки Ч. Массопередача. Пер. с англ. М., Химия, 1982. 696 с.
5. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1973. 754 с.

6. Thornton J. D., Vouyiatis B. A. — Ind. Chemist., 1965, p. 298—300.
7. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Изд. 9-е. Л., Химия, 1981. 560 с.
8. Puranik S. S., Vogelzohi A. — Chem. Eng. Sci., 1974, v. 29, p. 501—507.
9. Onda K., Takeuchi H., Koyama Y. — Kagaku Kogaku, 1967, v. 31, p. 126—132.
10. Рамм В. М. Абсорбция газов. М., Химия, 1976. 655 с.
11. Rod. V. Coll. Czechos. Chem. Comm., 1968, v. 34, p. 387—394.
12. Последние достижения в области жидкостной экстракции. Под ред. К. Хансона. Пер. с англ. М., Химия, 1974. 448 с.
13. Sater V. E., Levenspiel O. — Ind. Chem. Fundamentals, 1966, v. 5, p. 86—92.
14. Dellaria K., White R. R. — AIChE J., 1960, v. 6, p. 473—477.
15. Bubble Tray Design Manual. New-York, 1958.
16. Касаткин А. Г., Плановский А. Н., Чехов О. С. Расчет тарельчатых ректификационных и абсорбционных аппаратов. М., Стандартгиз, 1961. 80 с.
17. Справочник по растворимости, т. 1—2. М., Химия, 1963.
18. Каган С. З., Ковалев Ю. Н., Ильин В. И. — ЖПХ, 1967, т. 40, с. 2478—2481.
19. Wilke C. R., Pin Chang. — AIChE. J., 1955, v. 1, p. 264—278.
20. Каган В. Б., Фридман В. М., Кафаров В. В. Равновесие между жидкостью и паром. Т. 1—2. М., Наука, 1966.
21. Белоусов В. П., Морачевский А. Г. Теплоты смешения жидкостей. Л., Химия, 1970. 256 с.
22. Fair J. R. — PetroChem. Eng., 1961, v. 33 (Sept.), p. 210—216.
23. Лащинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. М., Машиностроение, 1970. 752 с.
24. Petrovich L. J., Thodos G. — Ind. Eng. Chem. Fundamentals, 1968, v. 7, p. 274—280.
25. Перри Д. Справочник инженера-химика. т. 1. Пер. с англ., Химия, 1969.
26. Basmadjian D. — Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Devel., 1980, v. 19, p. 129—137.
27. Hsiung T. H., Todor G. — Int. J. Heat Mass Transfer, 1977, v. 20, p. 331—336.

Глава IV

МЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ХИМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- S_K — прибавка толщины детали для учета коррозии;
 $S_{окр}$ — прибавка округления толщины детали до номинального размера;
 E — модуль упругости материала;
 G — вес;
 I — момент инерции;
 M — момент силы; масса;
 P — усилие деформации;
 p — давление;
 W — момент сопротивления;
 α — коэффициент линейного расширения материала;
 δ — толщина детали;
 σ — нормальное напряжение;
 σ_T — предел текучести материала;
 τ — касательное напряжение.

ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на многообразие видов и типов аппаратов, они имеют много общих узлов и деталей (обечайки, днища, крышки, люки, компенсаторы, опоры, валы перемешивающих устройств и др.). В данной главе приведены расчеты на прочность отдельных узлов и деталей с целью определения их размеров.

Одним из определяющих параметров при расчетах на прочность узлов и деталей химических аппаратов, работающих под избыточным давлением, является давление среды в аппарате. Расчет аппарата на прочность производится для рабочего давления при нормальном протекании технологического процесса.

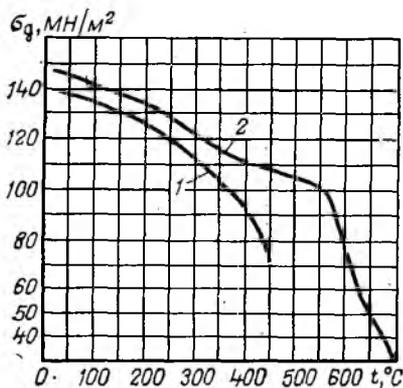


Рис. IV.1. Допускаемые напряжения для стали Ст.3 (1) и X18H10T (2).

Гидростатическое давление в аппарате при наличии в нем жидкости учитывается, если оно превышает 5 % от рабочего. В этом случае расчет ведут на пробное давление, т. е. на давление, при котором проводят гидравлические испытания сосудов и аппаратов при их изготовлении и периодически — при эксплуатации.

Другим важным параметром при расчете на прочность узлов и деталей является их температура. При температуре среды в аппарате ниже 250 °C расчетная температура стенки и деталей принимается равной максимально возможной при эксплуатации температуре среды. В случае обогрева открытым пламенем или горячими газами при температуре выше 250 °C расчетную температуру стенки и внутренних деталей принимают равной температуре среды, увеличенной на 50 °C. Для аппаратов с изоляцией температуру стенки принимают равной температуре на границе с изоляционным слоем (определенной теплотехническим расчетом), увеличенной на 20 °C. Для аппаратов, в которых осуществляется теплообмен, средняя расчетная температура стенок, труб, пластин и других деталей определяется теплотехническим расчетом.

Расчету на прочность предшествует выбор конструкционного материала в зависимости от необходимой химической стойкости, требуемой прочности, дефицитности и стоимости материала и других факторов. Прочностные характеристики конструкционного материала при расчетной температуре определяются допускаемыми напряжениями в узлах и деталях. Номинальные допускаемые напряжения σ_d для наиболее распространенных в химическом аппаратостроении марок стали приведены на рис. IV.1.

Разрушающее действие среды на материал учитывается введением прибавки S_K к номинальной толщине детали:

$$S_K = P\tau_a \quad (IV.1)$$

где τ_a — амортизационный срок службы аппарата (можно принять $\tau_a = 10$ лет); P — коррозионная проницаемость, мм/год.

Рекомендуемые конструкционные материалы для химической аппаратуры, работающей в различных агрессивных средах, с указанием их коррозионной проницаемости приведены в литературе [1, с. 272]. При отсутствии данных о проницаемости принимают $P = 0,1$ мм/год.

1. РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ ОБЕЧАЕК

Главным составным элементом корпуса большинства химических аппаратов является обечайка. В химическом аппаратостроении наиболее распространены цилиндрические обечайки, отличающиеся простотой изготовления, рациональным расходом материала и достаточной прочностью. Цилиндрические обечайки из стали, сплавов из основы цветных метал-

лов и других пластичных материалов при избыточном давлении среды в аппарате до 10 МПа изготовляют вальцовкой листов с последующей сваркой стыков. При больших давлениях обечайки изготовляют из поковок. Цилиндрические обечайки из хрупких материалов (чугуна, бронзы и т. п.) изготовляют литьем. Допускается также изготовление цилиндрических обечаек из стальных труб с базовыми диаметрами до 1020 мм.

Толщину тонкостенных обечаек, работающих под внутренним избыточным давлением p (в МПа), следует рассчитывать по формуле

$$\delta = \frac{Dp}{2\sigma_{дф}} + C_k + C_{окр} \quad (IV.2)$$

где D — наружный или внутренний диаметр обечайки, м; $\sigma_{дф}$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала обечайки, МН/м² (см. рис. IV.1).

Коэффициент φ учитывает ослабление обечайки из-за сварного шва и наличия неукрепленных отверстий. При отсутствии неукрепленных отверстий $\varphi = \varphi_{ш}$, причем для стальных обечаек принимают $\varphi_{ш} = 0,7 - 1,0$, в зависимости от типа сварного шва. Коэффициент ослабления обечайки отверстием рассчитывают по формуле

$$\varphi_0 = (D_v - d_0)/D_v \quad (IV.3)$$

Прибавка толщины с учетом коррозии C_k определяется формулой (IV.1), а полученное суммарное значение толщины округляется до ближайшего нормализованного значения добавлением $C_{окр}$. Границей применимости формулы (IV.2) является условие

$$(\delta - C_k)/D \leq 0,1 \quad (IV.4)$$

Пример 1. Определить толщину стенки сварной цилиндрической обечайки корпуса выпарного аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением $p = 0,3$ МПа, при следующих данных: материал обечайки — сталь марки X18H10T, проникаемость $P \leq 0,1$ мм/год, запас на коррозию $C_k = 1$ мм; среда — насыщенный водяной пар при абсолютном давлении 0,4 МПа и температуре 143 °С. Внутренний диаметр обечайки $D_v = 2,0$ м, отверстия в обечайке укрепленные, сварной шов стыковой двусторонний ($\varphi_{ш} = 0,95$). Допускаемое напряжение для стали марки X18H10T при 150 °С определим по графику (рис. IV.1): $\sigma_{дф} = 138$ МН/м².

Толщина обечайки с учетом запаса на коррозию и округления равна:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{2,0 \cdot 0,3}{2 \cdot 138 \cdot 0,95} + C_k + C_{окр} = \\ &= 0,00229 + 0,001 + C_{окр} = 0,004 \text{ м} \end{aligned}$$

Условие (IV.4) выполняется: $\frac{(4-1)10^{-3}}{2,0} < 0,1$. Допускаемое избыточное давление в обечайке можно определить из формулы (IV.2):

$$p_{дф} = \frac{2\sigma_{дф}\varphi_{ш}(\delta - C_k)}{D_v + (\delta - C_k)} = \frac{2 \cdot 138 \cdot 0,95 (4 - 1) 10^{-3}}{2,0 + (4 - 1) 10^{-3}} = 0,393 \text{ МПа} \quad (IV.4)$$

Толщину обечаек, работающих под наружным давлением p_n , рассчитывают, исходя из их устойчивости в пределах упругости, по формуле [1]:

$$\delta = 1,18D \left(\frac{p_n}{E} \cdot \frac{l}{D} \right)^{0,4} + C_k + C_{окр} \quad (IV.5)$$

где E — модуль упругости материала обечайки при ее расчетной температуре, МН/м²; l — длина обечайки, м; D — диаметр обечайки (наружный или внутренний), м.

Ниже приведены значения модуля упругости для сталей в зависимости от расчетной температуры:

Температура, °С	20	100	200	300	400	500	600
Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МН/м ²							
для углеродистой стали	1,99	1,91	1,81	1,71	1,55	—	—
для легированных сталей	2,00	2,00	1,97	1,91	1,81	1,68	1,61

Формула (IV.5) справедлива при соблюдении двух условий:

$$1,5 \sqrt{\frac{2(\delta - C_k)}{D}} \leq \frac{l}{D} \leq \sqrt{\frac{D}{2(\delta - C_k)}} \quad (IV.6)$$

$$\frac{l}{D} \geq 0,3 \frac{E}{\sigma_T} \sqrt{\frac{2(\delta - C_k)}{D}} \quad (IV.7)$$

где σ_T — предел текучести материала обечайки при расчетной температуре, МН/м². Для углеродистой стали, стали X18H10T и близких к ней по механическим свойствам $\sigma_T = 200 - 250$ МН/м². Более подробные сведения о механических свойствах конструкционных материалов можно найти в литературе [1].

2. РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ ДНИЩ

Составными элементами корпусов химических аппаратов являются днища, которые обычно изготовляются из того же материала, что и обечайки, и привариваются к ней. Днища неразъемно ограничивают корпус вертикального аппарата снизу и сверху, а горизонтального — с боков. Форма днища может быть эллиптической, сферической, конической и плоской. Наиболее рациональной формой днищ для цилиндрических аппаратов является эллиптическая. Эллиптические днища изготовляются из листового проката штамповкой и могут использоваться в аппаратах с избыточным давлением до 10 МПа. Толщину стандартных эллиптических днищ, работающих под внутренним избыточным давлением p , рассчитывают по формуле (IV.2), которая справедлива при условии: $(\delta - C_k)/D \leq 0,125$.

Пример 2. Определить толщину стенки верхнего стандартного отбортованного эллиптического днища для обечайки выпарного аппарата, рассчитанной в Примере 1. Днище сварное ($\varphi_{ш} = 0,95$); в нем имеется центрально расположенное неукрепленное отверстие $d_0 = 0,2$ м. Коэффициент ослабления днища отверстием по формуле (IV.3) равен:

$$\varphi_0 = (2,0 - 0,2)/2,0 = 0,9$$

Поскольку $\varphi_0 < \varphi_{ш}$, примем $\varphi = \varphi_0 = 0,9$. Толщина днища равна $\delta = \frac{2 \cdot 0,3}{2 \cdot 138 \cdot 0,9} + 0,001 + C_{окр} = 0,00241 + 0,001 + C_{окр} = 0,004$ м. Требуемое условие выполняется: $(4,0 - 1,0) 10^{-3}/2,0 < 0,125$.

Толщину стенки эллиптического днища, работающего под наружным давлением, предварительно принимают равной толщине стенки сопрягаемой с ним цилиндрической обечайки, рассчитанной по формуле (IV.5). Затем выполняют проверочный расчет допускаемого наружного давления [1]. Если оно окажется больше или равно расчетному, то принятая толщина днища является окончательной. В противном случае ее надо соответственно увеличить.

Сферические полушаровые днища рекомендуется применять в аппаратах больших диаметров ($D \geq \geq 4$ м). В вертикальных и горизонтальных аппаратах, работающих под наливом, а также под избыточным давлением не выше 0,07 МПа, для температур до +200 °С можно применять неотбортованные сферические днища.

Конические днища применяют в тех случаях, когда это обусловлено технологическим процессом, исключающим применение эллиптических или плоских днищ, например, при необходимости непрерывного или периодического удаления вязких жидкостей, суспензий, сыпучих или кусковых материалов через нижний штуцер. Угол конуса при вершине в днищах обычно принимают равным 60° или 90° . Конические днища с большим углом (140°) целесообразно применять в горизонтальных аппаратах диаметром $D > 1,5$ м, работающих под наливом и при избыточном давлении до 0,07 МПа.

Толщину конических днищ без отбортовки, работающих под внутренним избыточным давлением p , рассчитывают по формуле:

$$\delta = \frac{Dp}{2\sigma_{дф} \cos \alpha} + C_k + C_{окр} \quad (IV.8)$$

при $\alpha \leq 70^\circ$, где α — половина угла конуса. Формула (IV.8) справедлива при условии

$$(\delta - C_k)/D \leq 0,25/\cos \alpha \quad (IV.9)$$

Допускаемое избыточное давление для конических днищ определяется из формулы (IV.8):

$$p_d = \frac{2\sigma_{дф} (\delta - C_k) \cos \alpha}{D + 2(\delta - C_k) \cos \alpha}$$

Плоские днища применяют в аппаратах малого диаметра (до 400 мм), работающих под наливом и при небольших избыточных давлениях (до 0,07 МПа). Толщину стенки плоского не укрепленного ребрами круглого днища диаметром D , работающего под избыточным давлением p , рассчитывают по формуле:

$$\delta = \frac{KD}{\varphi_0} \sqrt{\frac{p}{\sigma_{н.д}}} + C_k + C_{окр} \quad (IV.10)$$

где $\sigma_{н.д}$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала днища, МН/м^2 (для нехрупких металлов принимается равным σ_d); K — коэффициент конструкции днища (для неотбортованных днищ $K = 0,6$); φ_0 — коэффициент, учитывающий ослабление днища отверстиями.

Коэффициент φ_0 рассчитывают по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_0 &= 1 - 0,43d/D \quad \text{при } d/D < 0,35 \\ \varphi_0 &= 0,85 \quad \text{при } 0,35 \leq d/D \leq 0,75 \end{aligned} \right\} \quad (IV.11)$$

При проверочных расчетах допускаемое избыточное давление на плоское днище определяют из формулы (IV.10):

$$p_d = \frac{\varphi_0^2 \sigma_{н.д} (\delta - C_k)^2}{K^2 D^2}$$

3. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И КРЫШЕК

Среди разъёмных неподвижных соединений в химическом аппаратостроении наибольшее распространение получили фланцевые соединения. При конструировании аппаратов следует применять стандартные и нормализованные фланцы, например, по ГОСТ 12815—67—ГОСТ 12839—67, ГОСТ 1233—67—ГОСТ 1235—67. Такие фланцы выпускаются отдельно для арматуры и трубопроводов на D_f до 800 мм и для аппаратов на D_f от 400 мм и более. Расчет фланцевого соединения проводят лишь в тех случаях, когда не представляется возможным применить нормализованные фланцы ввиду отсутствия фланцев требуемых параметров. Расчет фланцевого соединения заключа-

ется в определении диаметра болтов или шпилек, их количества и размеров элементов фланцев.

Основной исходной величиной при расчете болтов является расчетное растягивающее усилие в них. При рабочих условиях расчетное растягивающее усилие в болтах определяют по формуле

$$P_6 = \frac{\pi D_n^2}{4} p + P_{II} \quad (IV.12)$$

где D_n — средний диаметр уплотнения (прокладки), м; P_{II} — расчетная сила осевого сжатия уплотняемых поверхностей в рабочих условиях, необходимая для обеспечения герметичности, МН; p — рабочее давление, МПа.

Расчетную силу сжатия прокладки прямоугольного сечения определяют по формуле

$$P_{II} = \pi D_n b k p \quad (IV.13)$$

где b — эффективная ширина прокладки, причем $b = b_0$, если $b_0 \leq 1$ см; $b = \sqrt{b_0}$, если $b_0 > 1$ см; b_0 — действительная ширина прокладки (в м), определяемая конструкцией уплотнительной поверхности (гладкая, типа выступ—впадина, типа шип—паз и др.); k — коэффициент, зависящий от материала и конструкции прокладки, например, для плоских прокладок из резины $k = 1,0$, из паронита, фторопласта, кожи $k = 2,5$ (толщина прокладок обычно составляет 2—3 мм).

Диаметр болтовой окружности приближенно можно определить по формуле [1]:

$$D_6 = (1,1 - 1,2) D_n^{0,933} \quad (IV.14)$$

где D_n — внутренний диаметр фланца, обычно равный наружному диаметру аппарата, м.

Расчетный диаметр болтов определяют по формуле

$$d_6 = (D_6 - D_r)/2 - 0,006 \quad (IV.15)$$

и затем округляют в меньшую сторону до ближайшего стандартного размера (D_r — наружный диаметр сварного шва на фланце, м). Число болтов находят по формуле

$$z = P_6 / \sigma_d F_6 \quad (IV.16)$$

где F_6 — площадь сечения выбранного болта по внутреннему диаметру резьбы, м^2 ; σ_d — допускаемое напряжение на растяжение в болтах (см. рис. IV.1), МН/м^2 .

Расчитанное число болтов округляют до ближайшего числа, кратного четырем. Наружный диаметр фланца определяют по формуле

$$D_{ф} = D_6 + (1,8 - 2,5) d_6 \quad (IV.17)$$

Большее число в скобках соответствует наименьшему диаметру болтов $d_6 = 0,01$ м, меньшее — $d_6 = 0,056$ м.

Для определения высоты плоского фланца предварительно находят следующие величины:

приведенную нагрузку на фланец при рабочих условиях (в МН):

$$P = \frac{D_{ф}}{D_{ф} - D_n} \left[P_6 \frac{D_n}{D_6} \left(\frac{D_6}{D_n} - 1 \right) + \frac{\pi D_n^2}{4} p \left(1 - \frac{D_n}{D_n} \right) \right] \quad (IV.18)$$

вспомогательную величину Φ при рабочих условиях (в м^2):

$$\Phi = (P/\sigma_T) \psi_1 \quad (IV.19)$$

вспомогательную величину A (в м^2):

$$A = 2\psi_2 \delta^2 \quad (IV.20)$$

где σ_T — предел текучести материала фланцев при рабочей температуре, МН/м^2 (для ст. 3 и стали X18H10T можно принять $\sigma_T = 240 \text{ МН/м}^2$); δ — толщина обечайки, соединяемой фланцем, м. Коэффициенты ψ_1 и ψ_2 можно определить из графиков на рис. IV.2 [1].

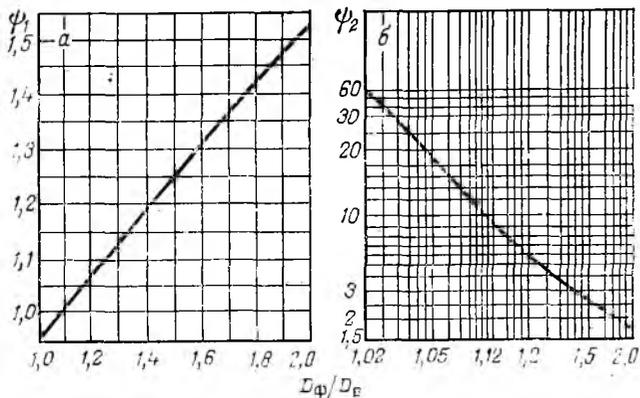


Рис. IV.2. Графики для определения коэффициентов ψ_1 и ψ_2 в уравнениях (IV.19) и (IV.20).

Высоту фланца h (в м) определяют по формулам:

$$h = 0,5\sqrt{\Phi} \quad \text{при } \Phi \leq 1,13A \quad (IV.21)$$

$$h = 0,27\sqrt[3]{D_в\Phi}$$

$$h = \sqrt{\Phi - 0,85A} \quad \text{при } \Phi > 1,13A \quad (IV.22)$$

$$h = 0,43\sqrt[3]{D_в(\Phi - 0,85A)}$$

В тех случаях, когда $\delta < 0,006$ м и $D_в/\delta > 300$, высоту фланца определяют по формулам

$$h = \sqrt{\Phi} \quad \text{или} \quad h = 0,43\sqrt[3]{D_в\Phi} \quad (IV.23)$$

Во всех случаях из двух рассчитанных значений h выбирают большее.

В отличие от дна, крышки являются съемными деталями, герметично закрывающими аппарат или люк (люк представляет собой горловину, неразъемно соединенную с корпусом аппарата, в комплекте с крышкой). Наиболее распространены круглые фланцевые крышки, которые могут быть плоскими или эллиптическими, реже — сферическими или цилиндрическими. Присоединяются фланцевые крышки на уплотняющих прокладках закладными или откидными болтами.

Расчет плоских крышек заключается в определении высоты крышки в месте уплотнения и толщины в средней части. В месте уплотнения высота плоской крышки h (в м), работающей под избыточным давлением $p < 10$ МПа, определяется по формуле

$$h = K\sqrt{P_б/\sigma_{и.д}} + C_н + C_{окр} \quad (IV.24)$$

где K — коэффициент; $P_б$ — расчетное усилие в болтах на растяжение (МН), определяемое по формуле (IV.12); $\sigma_{и.д}$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала крышки (МН/м²), которое для нехрупких материалов можно принять равным σ_d (см. рис. IV.1).

Коэффициент K можно определить по графику на рис. IV.3 [1, с. 502]. Толщину плоской крышки

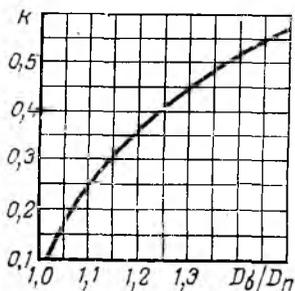


Рис. IV.3. График для определения коэффициента K в уравнении (IV.24).

посередине определяют по формуле (IV.10), в которой $D = D_б$, а $K = 0,4$.

Расчет эллиптической фланцевой крышки заключается в определении высоты фланца по формулам (IV.21)—(IV.23) и толщины приваренного к нему эллиптического дна.

4. РАСЧЕТ ОПОР АППАРАТОВ

Выбор типа опоры зависит от ряда условий: места установки аппарата, соотношения высоты и диаметра аппарата, его массы и т. д. При установке колонных аппаратов на открытой площадке, когда отношение высоты опоры к диаметру аппарата $H/D \geq 5$, рекомендуется применять опору, изображенную на рис. IV.4, а. Для аппаратов с эллиптическими днищами, устанавливаемых на фундамент внутри помещения, а также при $H/D < 5$, рекомендуется применять опоры, изображенные на рис. IV.4, б. При подвеске аппаратов между перекрытиями или при установке их на специальные опорные конструкции применяют лапы (рис. IV.4, в). Опоры для горизонтальных цилиндрических аппаратов могут быть отъемными (рис. IV.4, г, слева) или жестко соединенными с аппаратом (рис. IV.4, г, справа).

Расчет опор колонных аппаратов, устанавливаемых на открытых площадках, проводят исходя из ветровой и сейсмической нагрузок [1]. При расчете лап определяют размеры ребер. Отношение вылета к высоте ребра l/h рекомендуется принимать равным 0,5. Толщину ребра определяют по формуле

$$\delta = \frac{2,24G}{knz\sigma_{с.д}} + C_н + C_{окр} \quad (IV.25)$$

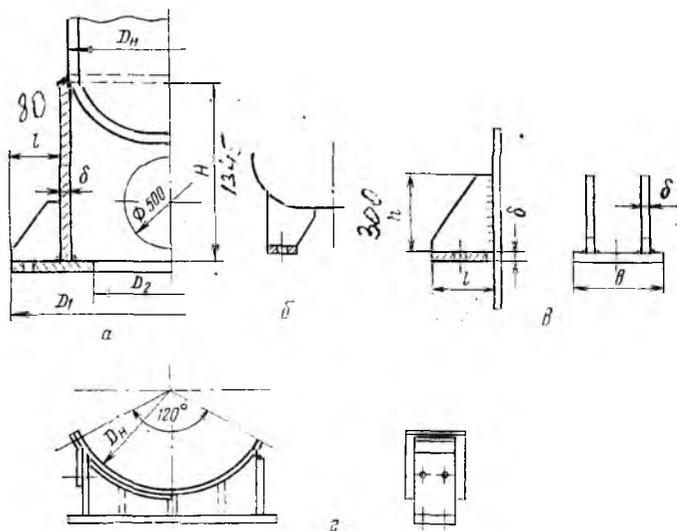


Рис. IV.4. Типы опор аппаратов.

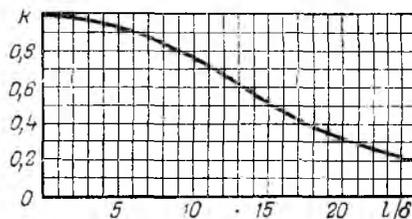


Рис. IV.5. График для определения коэффициента k в уравнении (IV.25).

где G — максимальный вес аппарата, МН (обычно бывает во время испытания, когда аппарат заполнен водой); n — число лап (не менее двух); z — число ребер в одной лапе (одно или два); $\sigma_{с.д}$ — допускаемое напряжение на сжатие (можно принять равным 100 МН/м^2); l — вылет опоры, м;

Коэффициент k вначале принимают равным 0,6, а затем уточняют по графику на рис. IV.5.

Толщину опорной части принимают не менее δ . Прочность сварных швов должна отвечать условию

$$G/n \leq 0,7L_{ш}h_{ш}\tau_{ш.с} \quad (IV.26)$$

где $L_{ш}$ — общая длина сварных швов, м; $h_{ш}$ — катет сварного шва, м ($h_{ш} = 0,008 \text{ м}$); $\tau_{ш.с}$ — допускаемое напряжение материала шва на срез, МН/м^2 ($\tau_{ш.с} = 80 \text{ МН/м}^2$).

Пример 3. Определить число и основные размеры лап для вертикального цилиндрического аппарата по следующим данным: максимальный вес аппарата $G = 0,6 \text{ МН}$ ($60\,000 \text{ кгс}$).

Примем число лап $n = 4$, конструкцию лап — двухреберную, вылет лапы $l = 0,2 \text{ м}$. Высота лапы $h = l/0,5 = 0,4 \text{ м}$. Толщину ребра при $k = 0,6$ определим по формуле (IV.25):

$$\delta = \frac{2,24 \cdot 0,6}{0,6 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,2 \cdot 100} + C_{и} + C_{окр} =$$

$$= 0,014 + 0,001 + C_{окр} = 0,016 \text{ м}$$

Отношение $l/\delta = 0,2/0,016 = 12,5$. По графику на рис. IV.5 проверим коэффициент k . Он принимает значение, близкое первоначально принятому ($k = 0,62$), поэтому пересчет толщины ребра не требуется. Общая длина сварного шва

$$L_{ш} = 4(h + \delta) = 4(0,4 + 0,016) = 1,664 \text{ м}$$

Прочность сварного шва проверим по формуле (IV.26):

$$0,6/4 = 0,15 \text{ МН} < 0,7 \cdot 1,664 \cdot 0,008 \cdot 80 = 0,745 \text{ МН}$$

т. е. прочность обеспечена.

5. РАСЧЕТ ТРУБНЫХ РЕШЕТОК

Одним из основных элементов кожухотрубчатых теплообменных аппаратов и греющих камер выпарных аппаратов являются трубные решетки. Они представляют собой перегородки, в которых закрепляются трубы и которыми трубное пространство отделяется от межтрубного. При конструировании теплообменного аппарата одновременно с проведением теплотехнического расчета необходимо выбрать способ размещения и крепления труб в трубной решетке, конструкцию трубной решетки и рассчитать ее толщину. Наиболее рационально по плотности упаковки труб размещение их по вершинам равносторонних треугольников. Размещение по вершинам квадратов удобнее при необходимости чистки межтрубного пространства. Шаг между трубами зависит от диаметра труб d_n и способов их крепления. Крепление труб в трубных решетках осуществляется сваркой, пайкой или развальцовкой. Минимальный шаг между трубами t рекомендуется принимать в соответствии со следующими данными:

d_n , мм	≤ 14	14—20	20—30	> 30
t	1,4 d_n	1,35 d_n	1,3 d_n	1,25 d_n

При этом в зависимости от способа крепления труб должны соблюдаться следующие ограничения: при развальцовке $t \geq d_n + 5 \text{ мм}$; при пайке $t \geq d_n + 4 \text{ мм}$; при сварке $t \geq d_n + 6 \text{ мм}$, если толщина стенки трубы $\delta \leq 2 \text{ мм}$, и $t \geq d_n + 3\delta$, если $\delta > 2 \text{ мм}$.

Расчет толщины трубной решетки зависит от ее конструкции и от конструктивной схемы аппарата. Наиболее распространенные конструкции трубных решеток изображены на рис. IV.6. Схемы трех основных типов кожухотрубчатых аппаратов (с неподвижными трубными решетками, с плавающей

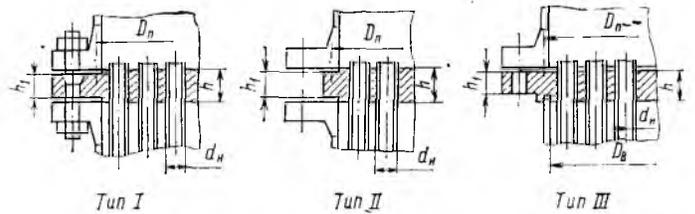


Рис. IV.6. Конструкции трубных решеток.

головкой и с U-образными трубами) представлены на рис. IV.7. Толщину трубной решетки определяют в двух местах: посередине — h и снаружи — h_1 (см. рис. IV.6). Неподвижные решетки в аппаратах с плавающей головкой и с U-образными трубами (рис. IV.7) работают на изгиб под действием давления в трубном $p_{тр}$ и в межтрубном $p_{мтр}$ пространствах. Их толщину в средней части следует определять по формуле

$$h = KD \sqrt{p/\varphi\sigma_{с.д}} + C_{и} + C_{окр} \quad (IV.27)$$

где K , D и p — параметры, значения которых для разных типов решетки приведены ниже:

Тип решетки	K	D , м	p , МПа
I	0,47	$D_{п}$	Большее из $p_{тр}$ и $p_{мтр}$
II	0,45	$D_{п}$	Большее из $p_{тр}$ и $p_{мтр}$
III	0,47	$D_{в}$	$p_{мтр}$
	K_3	$D_{п}$	$p_{тр}$

Коэффициент K_3 определяют по рис. IV.8, где $D_б$ — диаметр болтовой окружности, м; $\psi = 1 + 8bk/D_{п}$; b — эффективная ширина прокладки (см. расчет фланцев). φ_0 — коэффициент ослабления решетки отверстиями, который находят по формуле

$$\varphi_0 = (D_{п} - \sum d_0)/D_{п} \quad (IV.28)$$

где $D_{п}$ — средний диаметр уплотняющей прокладки, м; $\sum d_0$ — сумма диаметров отверстий на диаметре решетки, м (для привариваемых труб диаметром отверстия считается внутренний диаметр трубы). Число труб z на диаметре решетки можно определить по общему числу труб n из формулы

$$z = 2 \sqrt{\frac{n-1}{3} + 0,25}$$

Допускаемое напряжение материала трубной решетки на изгиб $\sigma_{с.д}$, МН/м^2 определяют по рис. IV.1; $C_{и}$ и $C_{окр}$ — прибавки толщины решетки с учетом коррозии и округления.

Для решетки типа III (рис. IV.6) за расчетное значение h принимают большее из определенных по давлению $p_{тр}$ или $p_{мтр}$.

Толщина трубной решетки снаружи не зависит от конструктивной схемы аппарата. Для решеток типа I и II ее определяют по формуле

$$h_1 = KD_{п} \sqrt{p/\sigma_{с.д}} + C_{и} + C_{окр} \quad (IV.29)$$

где $K = 0,28$ (для типа I); $K = 0,36$ (для типа II). За расчетное давление p принимают большее из

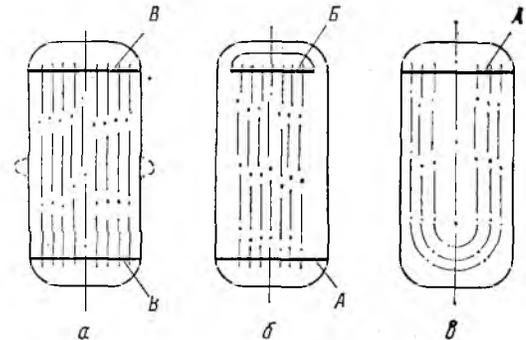


Рис. IV.7. Конструктивные схемы кожухотрубчатых теплообменников.

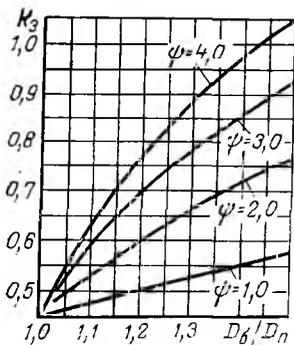


Рис. IV.8. Графики для определения коэффициента K_3 в уравнении (IV.27).

$p_{тр}$ и $p_{мтр}$. Толщину решеток типа III снаружи находят по формуле (IV.24).

Пример 4. Определить толщину неподвижной трубной решетки (А) типа II в аппарате с плавающей головкой по следующим данным: $D_n = 0,55$ м; $p_{тр} = 1,5$ МПа, $p_{мтр} = 1,0$ МПа, трубы 25×2 мм, число труб на диаметре решетки $z = 15$, материал решетки — сталь X18H10T ($\sigma_{и.д} = 140$ МН/м²), $C_k = 1,0$ мм.

Коэффициент ослабления решетки отверстиями

$$\varphi_0 = \frac{0,55 - 15 \cdot 0,025}{0,55} = 0,318$$

Толщину трубной решетки определяем по формуле (IV.27):

$$h = 0,45 \cdot 0,5 \sqrt{\frac{1,5}{0,318 \cdot 140}} + 0,001 + C_{окр} = 0,0454 + 0,001 + C_{окр} = 0,050 \text{ м}$$

Высоту решетки снаружи определяем по формуле (IV.29):

$$h_1 = 0,36 \cdot 0,55 \sqrt{\frac{1,5}{140}} + 0,001 + C_{окр} = 0,0215 + C_{окр} = 0,025 \text{ м}$$

Трубные решетки (В) в аппаратах с температурным компенсатором на кожухе (рис. IV.7, а) и (Б) в аппаратах с плавающей головкой (рис. IV.7, б) рекомендуется рассчитывать следующим образом [1, с. 637]. Считается, что наиболее опасным является напряжение не в трубных решетках, а напряжение осевого сжатия в трубах. Поэтому сначала проверяют условие устойчивости труб при осевом сжатии. При выполнении условия устойчивости толщину трубных решеток в средней части определяют по формуле:

$$h = 0,525l \sqrt{\frac{p}{(1 - 0,7 \frac{d_n}{l}) \sigma_{и.д}}} + C_k + C_{окр} \quad (IV.30)$$

где $l = (1,2 - 1,3) t$, в зависимости от способа размещения труб в решетке; p — большее из давлений $p_{тр}$ и $p_{мтр}$, МПа.

В тех случаях, когда условие устойчивости не выполняется, толщину решетки (В) посередине определяют так же, как решетки (А), но в расчете на фиктивное давление в трубном пространстве $p_{тр.ф}$, полученное из условия устойчивости. Соблюдение условия устойчивости для труб в аппаратах с плавающей головкой является обязательным. При его невыполнении следует внести изменения в конструкцию (уменьшить длину труб, увеличить число сегментных перегородок и т. п.).

Определенная прочностным расчетом толщина трубной решетки должна быть сопоставлена с толщиной, рассчитанной исходя из надежности крепления труб в трубной решетке. При креплении

развальцовкой необходимая толщина трубной решетки определяется по формуле

$$h \geq P_T / d_{нq} \quad (IV.31)$$

Здесь P_T — осевая сила, действующая в месте закрепления трубы в решетке, МН. Значение P_T определяется в зависимости от конструктивной схемы аппарата:

для аппаратов с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе — по формуле

$$P_T = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D^2}{n} - d_n^2 \right) p \quad (IV.32)$$

для аппаратов с плавающей головкой и с U-образными трубами — по формуле

$$P_T = \frac{\pi}{4} d_n^2 p \quad (IV.33)$$

где D — диаметр решетки, м; n — число труб; d_n — наружный диаметр труб, м; p — большее давление из $p_{тр}$ и $p_{мтр}$, МПа.

В формуле (IV.31) q — допускаемая нагрузка, приходящаяся на единицу условной поверхности развальцовки, МН/м². Для стали она определяется в зависимости от вида развальцовки: для гладкой развальцовки $q = 15$ МН/м², для развальцовки в канавках $q = 30$ МН/м², для развальцовки с отбортовкой трубы $q = 40$ МН/м².

Кроме того, для стали должно выполняться условие

$$h \geq \frac{4,35d_n + 15}{t - d_n} \text{ мм, но не менее } 10 \text{ мм} \quad (IV.34)$$

Толщина трубных решеток при закреплении труб на сварке определяется только условиями прочности решетки.

6. РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ

Кроме напряжений, возникающих под действием сил давления и различных внешних нагрузок, в аппаратах, особенно теплообменных, могут возникнуть дополнительные напряжения, связанные с неодинаковыми температурными удлинениями жестко соединенных деталей. Если суммарные напряжения выше допустимых, в аппаратах должны быть предусмотрены компенсаторы. В химической аппаратуре применяют компенсаторы двух видов: гибкие (линзы, сильфоны), деформация которых снижает температурные напряжения в жестко соединенных деталях, и сальниковые, обеспечивающие свободное перемещение различно нагретых деталей друг относительно друга.

Примером аппарата с жестко соединенными деталями, имеющими различную температуру, является кожухотрубчатый теплообменник типа ТН. Сила взаимодействия между корпусом и трубами вследствие температурных напряжений P^t (в МН) определяется [1] по формуле

$$P^t = \frac{|\alpha_k (t_k - 20^\circ \text{C}) - \alpha_{тр} (t_{тр} - 20^\circ \text{C})|}{\frac{1}{E_k F_k} + \frac{1}{E_{тр} F_{тр}}} \quad (IV.35)$$

где t_k и $t_{тр}$ — средние температуры корпуса и труб, °С; α_k и $\alpha_{тр}$ — коэффициенты линейного расширения материала корпуса и труб, 1/°С (для углеродистой стали $\alpha = 11,9 \cdot 10^{-6}$ 1/°С, для стали X18H10T $\alpha = 16,6 \cdot 10^{-6}$ 1/°С); E_k и $E_{тр}$ — модули упругости материала корпуса и труб, МН/м² (см. с. 77); F_k и $F_{тр}$ — площади поперечного сечения корпуса и труб, м².

Сила P , возникающая в результате давления среды в трубном $\rho_{\text{ТР}}$ и межтрубном $\rho_{\text{МТР}}$ пространствах и растягивающая в осевом направлении корпус и трубы, определяется по формуле (в МН):

$$P = 0,785 [(D^2 - d_n^2) \rho_{\text{МТР}} + d_n^2 \rho_{\text{ТР}}] \quad (\text{IV.36})$$

где D — диаметр трубной решетки, м; n — число труб; d_n и d_n — соответственно наружный и внутренний диаметр труб, м.

Необходимость применения компенсатора определяется следующими условиями: для корпуса

$$\sigma^k = \frac{P^t}{F_K} \mp \frac{PE_K}{E_K F_K + E_{\text{ТР}} F_{\text{ТР}}} > \sigma_d^k \quad (\text{IV.37})$$

где знак (—) соответствует $t_k > t_{\text{ТР}}$, а знак (+) $t_k < t_{\text{ТР}}$;

для труб

$$\sigma^{\text{ТР}} = \frac{P^t}{F_{\text{ТР}}} \pm \frac{PE_{\text{ТР}}}{E_K F_K + E_{\text{ТР}} F_{\text{ТР}}} > \sigma_d^{\text{ТР}} \quad (\text{IV.38})$$

где знак (+) соответствует $t_k > t_{\text{ТР}}$, а знак (—) $t_k < t_{\text{ТР}}$.

Для возможных наиболее неблагоприятных условий при эксплуатации, когда $P = 0$ (давление в корпусе и трубах атмосферное), соответственно имеем:

$$\sigma^k = P^t / F_K > \sigma_t^k / 1,1 \quad (\text{IV.39})$$

$$\sigma^{\text{ТР}} = P^t / F_{\text{ТР}} > \sigma_t^{\text{ТР}} / 1,1 \quad (\text{IV.40})$$

В формулах (IV.37)—(IV.40) приняты следующие обозначения: σ^k и $\sigma^{\text{ТР}}$ — возникающие суммарные напряжения в корпусе и трубах, МН/м²; σ_d^k и $\sigma_d^{\text{ТР}}$ — допускаемые напряжения в корпусе и трубах, МН/м²; σ_t^k и $\sigma_t^{\text{ТР}}$ — пределы текучести материалов корпуса и труб, МН/м²; P^t и P — значения, рассчитанные по формулам (IV.35) и (IV.36) соответственно, МН.

Условия (IV.37)—(IV.40) проверяются в расчете на номинальные толщины стенок корпуса и труб δ_k и $\delta_{\text{ТР}}$, а также на уменьшенные толщины с учетом коррозии: $(\delta_k - C_k)$ и $(\delta_{\text{ТР}} - C_k)$.

Необходимая осевая сила закрепления труб в трубных решетках определяется по формуле

$$P_{\text{ТР}} = 0,785 (d_n^2 - d_b^2) \sigma^{\text{ТР}} \quad (\text{IV.41})$$

Значение $\sigma^{\text{ТР}}$ рассчитывают по формуле (IV.38) или (IV.40).

Пример 5. Определить возможность использования теплообменника с неподвижными трубными решетками типа ТН (без компенсатора) по следующим данным: $D_n = 0,6$ м; $\delta_k = 5,0$ мм, $d_n = 25 \times 2$ мм, $n = 240$, $\rho_{\text{ТР}} = 0,6$ МПа, $\rho_{\text{МТР}} = 1,0$ МПа, $t_{\text{ТР}} = 70$ °С, $t_k = 170$ °С. Прибавка на коррозию $C_k = 1,0$ мм, материал корпуса и труб — углеродистая сталь ($\sigma_t^k = 240$ МН/м², $\sigma_t^{\text{ТР}} = 250$ МН/м², $\sigma_d^k = 130$ МН/м², $\sigma_d^{\text{ТР}} = 137$ МН/м², $E_k = 1,84 \cdot 10^5$ МН/м², $E_{\text{ТР}} = 1,94 \cdot 10^5$ МН/м², $\alpha_{\text{ТР}} = \alpha_k = 11,0 \times 10^{-6}$ 1/°С).

Площадь поперечного сечения корпуса равна: при номинальной толщине стенки δ_k

$$F_K = \pi D_n \delta_k = \pi 0,6 \cdot 0,005 = 94,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

при толщине стенки с учетом коррозии $(\delta_k - C_k)$

$$F_{K1} = \pi D_n (\delta_k - C_k) = \pi 0,6 (0,005 - 0,001) = 75,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Площадь поперечного сечения труб равна:

при номинальной толщине стенки $\delta_{\text{ТР}} = 0,002$ м

$$F_{\text{ТР}} = \pi (d_n - \delta_{\text{ТР}}) \delta_{\text{ТР}} n = \pi (0,025 - 0,002) 0,002 \cdot 240 = 347 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

при толщине стенки с учетом коррозии $(\delta_{\text{ТР}} - C_k)$

$$F_{\text{ТР1}} = \pi (d_n - \delta_{\text{ТР}} - 2C_k) (\delta_{\text{ТР}} - C_k) n = 189 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

В соответствии с формулой (IV.35) сила взаимодействия между корпусом и трубами в результате температурных напряжений равна

$$P^t = \frac{11,0 \cdot 10^{-6} (170 - 20) - (70 - 20)}{\frac{1}{1,84 \cdot 10^5 \cdot 94,4 \cdot 10^{-4}} + \frac{1}{1,94 \cdot 10^5 \cdot 347 \cdot 10^{-4}}} = 1,52 \text{ МН}$$

Та же сила при толщине стенок с учетом коррозии $\delta_k - C_k$ и $\delta_{\text{ТР}} - C_k$ равна

$$P_1^t = \frac{11,0 \cdot 10^{-6} (170 - 20) - (70 - 20)}{\frac{1}{1,84 \cdot 10^5 \cdot 75,3 \cdot 10^{-4}} + \frac{1}{1,94 \cdot 10^5 \cdot 189 \cdot 10^{-4}}} = 1,11 \text{ МН}$$

Силу, растягивающую в осевом направлении корпус и трубы под действием давления в трубном и межтрубном пространстве, определим по формуле (IV.36):

$$P = 0,785 [(0,6^2 - 0,025^2) \cdot 240] \cdot 1,0 + 0,021^2 \cdot 240 \cdot 0,6 = 0,215 \text{ МН}$$

Суммарное напряжение в корпусе с учетом того, что $t_k > t_{\text{ТР}}$, находим по формуле (IV.37) при номинальных толщинах стенок корпуса и труб δ_k и $\delta_{\text{ТР}}$:

$$\sigma^k = \frac{1,52}{94,4 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,215 \cdot 1,84 \cdot 10^5}{1,84 \cdot 10^5 \cdot 94,4 \cdot 10^{-4} + 1,94 \cdot 10^5 \cdot 347 \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 161,1 - 4,67 = 156,43 \text{ МН/м}^2 > \sigma_d^k = 130 \text{ МН/м}^2$$

Проверка условия (IV.37) показывает, что применение компенсатора необходимо, поэтому проверка остальных условий не требуется.

7. РАСЧЕТ БАРАБАНОВ

Барабанные аппараты широко используются в промышленности в качестве сушилок, кристаллизаторов, печей и др. Механические расчеты вращающихся барабанов включают определение толщины стенки барабана, обеспечивающей прочность и жесткость конструкции, расчет на прочность бандажей, а также опорных и упорных роликов.

Толщина стенки барабана предварительно определяется по нормальям или в зависимости от диаметра барабана D по эмпирической формуле

$$\delta = (0,007 - 0,01) D \quad (\text{IV.42})$$

и затем проверяется на прочность по допускаемому напряжению на изгиб как балка кольцевого сечения. В простейшей расчетной схеме (рис. IV.9) барабан можно представить как балку длиной L , свободно лежащую на двух опорах и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой q от веса барабана G и загружаемого материала G_M , т. е. $q = (G + G_M)/L$. При расстоянии между опорами $l_0 = 0,585L$ в наи-

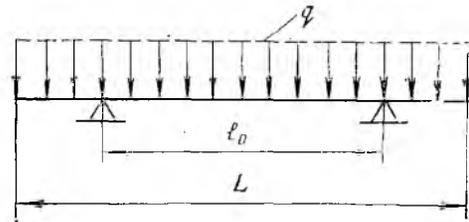


Рис. IV.9. Расчетная схема для определения толщины стенки барабана.

более опасном сечении балки посередине между опорами обеспечивается минимальный изгибающий момент:

$$M = \frac{G + G_M}{2} \cdot \frac{l_0}{2} - q \frac{L^2}{8} \quad (\text{IV.43})$$

Барабану передается также крутящий момент от привода, необходимый главным образом для подня-

тия центра тяжести материала на определенную высоту. Крутящий момент (в МН·м) можно определить из уравнения

$$M_{кр} = (N/2\pi n) \cdot 10^{-3} \quad (IV.44)$$

где N — мощность привода, кВт; n — частота вращения барабана, об/с.

Условие прочности барабана имеет вид:

$$\sigma_{и} = M_p/W \leq \sigma_{и.д} \quad (IV.45)$$

Расчетный (приведенный) момент M_p (в МН·м) определяют по формуле

$$M_p = 0,35M + 0,65 \sqrt{M^2 + M_{кр}^2} \quad (IV.46)$$

Момент сопротивления кольцевого сечения барабана $W = 0,785D^2\delta$ м³. Допускаемое напряжение $\sigma_{и.д}$ рекомендуется принимать (с учетом возможных температурных напряжений, неточностей монтажа и т. п.) для барабанов без футеровки (сушилки, кристаллизаторы) в пределах 5—10 МН/м², для барабанов с футеровкой (печи) — до 20 МН/м² [2].

После проверки на прочность барабан проверяют на прогиб. Для нормальной работы допускается прогиб f не более $1/3$ мм на 1 м длины [3], т. е.

$$f \leq 0,0003l_0 \quad (IV.47)$$

Прогиб от равномерно распределенной нагрузки определяют по формуле

$$f = 5ql_0^4/384EI \quad (IV.48)$$

где E — модуль упругости материала барабана, МН/м²; I — осевой момент инерции кольцевого сечения барабана (в м⁴), который находят по формуле

$$I = \frac{\pi D_{ср}^3}{8} \delta = \frac{\pi}{8} (D - \delta)^3 \delta \quad (IV.49)$$

При невыполнении условия (IV.45) или (IV.47) необходимо соответственно увеличить толщину стенки барабана.

Бандажи служат для передачи давления от веса барабана и загруженного в него материала на опорные ролики (см. рис. IV.10). Бандажи представляют собой кольца прямоугольного или коробчатого сечения. Для барабанов большого диаметра ($D > 1$ м) чаще всего применяют свободное крепление бандажей, которые надеваются на чугунные или стальные башмаки. Башмаки повернуты упорными головками в разные стороны для предупреждения аксиального смещения бандажа. Предварительно по нормальям выбирают ширину и диаметр бандажей и опорных роликов, а затем выполняют проверку их на прочность. Ширину бандажей можно также приближенно определить по формуле [2]

$$b_б = R/q_k \quad (IV.50)$$

где $q_k = (1,0-2,4)$ МН/м — допускаемая по опыту эксплуатации нагрузка, приходящаяся на единицу длины площадки касания ролика и бандажа; R — реакция опорного ролика, МН.

Величину R определяют по формуле

$$R = \frac{(G + G_m) \cos \alpha}{2z \cos(\varphi/2)} \quad (IV.51)$$

где α — угол наклона барабана ($2^\circ - 4^\circ$); φ — угол между опорными роликами ($\varphi = 60^\circ$); z — число бандажей.

Ширина опорного ролика $b_{о.р}$ должна быть больше ширины бандажа на 30 мм. Диаметр опорных роликов принимают в 3—4 раза меньше наружного диаметра бандажа. Условие контактной прочности на смятие в месте соприкосновения ролика

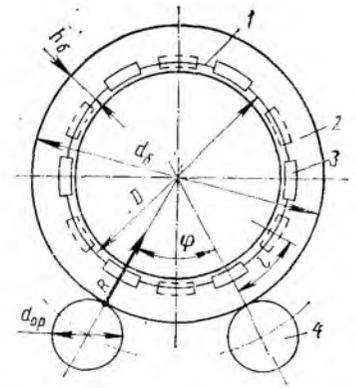


Рис. IV.10. Схема для расчета бандажа и опорных роликов:

1 — барабан; 2 — бандаж; 3 — башмак; 4 — опорный ролик.

и бандажа записывается в виде

$$\sigma_c = 0,0418 \sqrt{\frac{R}{b_б} E \cdot \frac{r_б + r_{о.р}}{r_б r_{о.р}}} \leq \sigma_{с.д} \quad (IV.52)$$

где E — модуль упругости материала ролика и бандажа, МН/м²; $\sigma_{с.д}$ — допускаемое напряжение материала ролика и бандажа на смятие (для стального литья $\sigma_{с.д} = 300-500$ МН/м², для чугуна $\sigma_{с.д} = 350$ МН/м²); $r_б$ и $r_{о.р}$ — наружный радиус соответственно бандажа и опорного ролика, м.

Ширину упорных роликов $b_{у.р}$, воспринимающих осевую силу

$$T = (G + G_m) \sin \alpha \quad (IV.53)$$

также выбирают из условия прочности на смятие. Для конического ролика, находящегося в контакте с плоским бандажом, это условие имеет вид:

$$\sigma_c = 0,0418 \sqrt{\frac{TE}{b_{у.р} r_б \sin(\gamma/2)}} \leq \sigma_{с.д} \quad (IV.54)$$

где γ — угол конусности упорного ролика (обычно $\gamma = 17^\circ$).

После проверки контактной прочности роликов и бандажа выполняют проверку прочности бандажа на изгиб. Рассматривая участок бандажа между двумя башмаками (см. рис. IV.10) как кривой брус, можно записать условие прочности бандажа на изгиб в виде

$$\sigma_{и} = M_б/W_б \leq \sigma_{и.д} \quad (IV.55)$$

где $M_б$ — максимальный изгибающий момент в месте контакта опорного ролика и бандажа, МН·м; $W_б$ — момент сопротивления сечения бандажа, м³.

Изгибающий момент можно определить по формуле

$$M_б = Rl/4 \quad (IV.56)$$

где $l = \pi D_б/m$ — расстояние между соседними башмаками, м; m — общее число башмаков.

Момент сопротивления бандажа прямоугольного сечения определяют по формуле

$$W_б = b_б h_б^2/6 \quad (IV.57)$$

где $b_б$ и $h_б$ — соответственно ширина и высота бандажа, м.

Пример 6. В результате технологического и конструктивного расчета выбрана барабанная сушилка со следующими нормализованными параметрами (см. ГОСТ 11875—79): диаметр барабана $D = 2,8$ м, длина $L = 14$ м, частота вращения $n = 4$ об/мин = $0,0667$ об/с, масса сушилки 102000 кг, что соответствует весу $G = 0,99$ МН.

Выберем толщину стенки барабана $\delta = 14$ мм и проверим ее на прочность и жесткость.

При средней насыпной плотности высушиваемого материала $\rho_n = 1280$ кг/м³ и коэффициенте заполнения $\beta = 0,12$ вес материала в сушилке составит

$$G_m = 0,785 D^2 L \beta \rho_n g =$$

$$= 0,785 \cdot 2,8^2 \cdot 14 \cdot 0,12 \cdot 1280 \cdot 9,81 = 130000 \text{ Н} = 0,13 \text{ МН}$$

Расстояние между опорами $l_0 = 0,586 \cdot 14 = 8,2$ м. Изгибающий момент определим по формуле (IV.43):

$$M = \frac{(0,99 + 0,13)}{2} \cdot \frac{8,2}{2} - \frac{(0,99 + 0,13)}{14} \cdot \frac{14^2}{8} = 0,336 \text{ МН·м}$$

Крутящий момент при ориентировочной мощности привода $N = 80$ кВт определим по формуле (IV.44):

$$M_{кр} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0667} = 0,191 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Приведенный момент

$$M_p = 0,35 \cdot 0,336 + 0,65 \sqrt{0,336^2 + 0,191^2} = 0,37 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления кольцевого сечения барабана

$$W = 0,785 \cdot 2,8^3 \cdot 0,014 = 0,085 \text{ м}^3$$

Изгибающее напряжение

$$\sigma_{из} = 0,37 / 0,086 = 4,3 \text{ МН/м}^2$$

что находится в допустимых пределах ($\sigma_{из, д} = 5-10 \text{ МН/м}^2$).

Осевой момент инерции кольцевого сечения барабана

$$I = \frac{\pi}{8} (2,8 - 0,014)^3 \cdot 0,014 = 0,119 \text{ м}^4$$

Для углеродистой стали модуль упругости $E = 1,9 \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$. Прогиб барабана определим по формуле (IV.48):

$$f = \frac{5(0,99 + 0,13) \cdot 8,2^4}{14 \cdot 384 \cdot 1,9 \cdot 10^5 \cdot 0,119} = 2,09 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Допускаемый прогиб, согласно условию (IV.47), равен

$$f_{д} = 0,0003l_0 = 0,0003 \cdot 8,2 = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

т. е. условие жесткости барабана также выполняется.

8. РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВАЛОВ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

При вращении валов может иметь место неустойчивый (резонансный) рост амплитуды вибраций, если собственная частота колебаний вала совпадает с частотой вращения. Поэтому в качестве условия работоспособности вала принимают его виброустойчивость. При выполнении этого условия прочность и жесткость вала обычно бывают обеспечены. В аппаратах с перемешивающими устройствами угловая скорость вращения вала должна удовлетворять условиям [1]:

$$\omega \leq 0,7\omega_1 \text{ для сред с } \mu_c \leq 0,3 \text{ Па} \cdot \text{с и } \rho_c \leq 1500 \text{ кг/м}^3 \quad (\text{IV.58})$$

$$\omega \leq 0,6\omega_1 \text{ для сред с } \mu_c > 0,3 \text{ Па} \cdot \text{с и } \rho_c > 1500 \text{ кг/м}^3$$

Первая критическая скорость вала ω_1 (в рад/с) определяется по формуле

$$\omega_1 = (\alpha^2/L^2) \sqrt{EI/m} \quad (\text{IV.59})$$

где L — длина вала, м; E — модуль упругости материала вала, Н/м²; I — момент инерции поперечного сечения вала, м⁴; m — масса единицы длины вала, кг/м; α — корень частотного уравнения, который определяется в зависимости от расчетной схемы вала по соответствующим графикам [1].

При выборе расчетной схемы вала руководствуются следующими допущениями: 1) одиночный радиальный шарикоподшипник считается шарнирной опорой; 2) закрепление вала в подшипниках корпуса редуктора считается жесткой опорой; 3) нижний концевой подшипник скольжения считается жесткой опорой, если длина его больше двух диаметров вала, в противном случае он не считается шарнирной опорой. Пример схемы закрепления и соответствующих графиков для определения α приведен на рис. IV.11.

Расчет вала с одним или двумя перемешивающими устройствами проводится в определенной последовательности [1]. За исходные данные для расчета принимают мощность N (в Вт), расходуемую на перемешивание, и угловую скорость вращения ω (в рад/с). Крутящий момент $M_{кр}$ на валу (в Н·м) определяют по формуле

$$M_{кр} = N/\omega \quad (\text{IV.60})$$

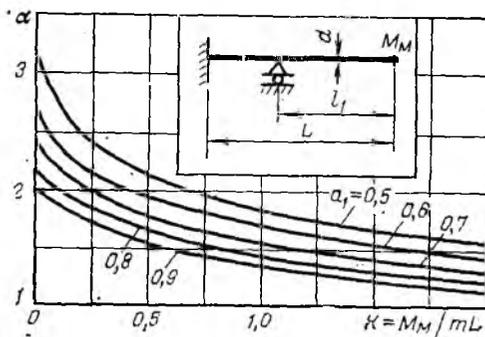


Рис. IV.11. Значения корня частотного уравнения α в формуле (IV.59):

M_M — масса перемешивающего устройства, кг; d — диаметр вала, м; $a_1 = l_1/L$.

Минимальный диаметр вала (в м) предварительно рассчитывают по формуле

$$d = 1,71 \sqrt[3]{M_{кр}/\tau_{д}} \quad (\text{IV.61})$$

где $\tau_{д}$ — допускаемое напряжение на кручение для материала вала в Н/м² (для стали $\tau_{д} = 44 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$).

Для полученного диаметра d определяют массу единицы длины вала. Для вала сплошного круглого сечения из материала плотностью ρ (кг/м³):

$$m = \pi d^2 \rho / 4 \quad (\text{IV.62})$$

Далее по выбранной схеме закрепления вала выбирают соответствующий график, определяют корень частотного уравнения α и по уравнению (IV.59) рассчитывают первую критическую скорость ω_1 . Проверяют условие (IV.58) и в случае его невыполнения соответственно увеличивают диаметр вала.

При расчете валов с большим, чем два, числом сосредоточенных масс (например, роторов роторно-дискowych экстракторов) можно воспользоваться приближенной методикой, описанной в работе [4, с. 662]. Для определения первой критической частоты колебаний однопролетного вала (закрепленного между двумя опорами) с любым числом неодинаковых произвольно расположенных сосредоточенных масс рекомендуется приближенная формула:

$$\omega_1 = \frac{\alpha^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m + m'}} \quad (\text{IV.63})$$

Величина m' — это некоторая равномерно распределенная масса, влияние которой на частоту собственных колебаний вала эквивалентно влиянию сосредоточенных масс. Величина m' и коэффициент α зависят от способа закрепления вала, а m' еще от массы и расположения сосредоточенных нагрузок следующим образом:

а) для вала, свободно (шарнирно) закрепленного на обоих концах

$$m' = \frac{2}{L} \sum_i M_i \sin^2 \left(\frac{\pi l_i}{L} \right) \quad \alpha = 3,142 \quad (\text{IV.64})$$

б) для вала, жестко закрепленного на обоих концах

$$m' = \frac{0,9653}{L} \sum_i M_i X_1^2 \left(\frac{l_i}{L} \right) \quad \alpha = 4,73 \quad (\text{IV.65})$$

в) для вала, свободно закрепленного на одном конце и жестко закрепленного на другом

$$m' = \frac{2,0016}{L} \sum_i M_i X_2^2 \left(\frac{l_i}{L} \right) \quad \alpha = 3,927 \quad (\text{IV.66})$$

В уравнениях (IV.64), (IV.65) l_i — расстояние (в м) массы M_i (в кг) от одной из опор, в уравнении (IV.66) —

от свободно закрепленного конца. Функции $\sin(\pi l_i/L)$, $X_1(l_i/L)$ и $X_2(l_i/L)$ представлены на графике рис. IV.12 (l_i/L — безразмерное расстояние). В частном случае закрепления вала по схеме а с n равными сосредоточенными массами $M_i = M$ (например, дисками роторно-дискового экстрактора), делящими вал на $n + 1$ равных частей длиной $L/(n + 1)$, величина m' равна

$$m' = M(n + 1)/L \quad (IV.67)$$

В случае, если масса вала намного меньше суммарной массы сосредоточенных нагрузок, более точный результат может дать метод распределения массы вала между всеми сосредоточенными массами. При этом сам вал считается невесомым. Для случая, когда все n масс равны ($M_i = M$) и вал делится ими на $n + 1$ участков одинаковой длины, первую критическую частоту для схемы закрепления а определяют по формуле [4]

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{12(n+1)^3}{\left(2 + \cos \frac{\pi}{n+1}\right)} \left(1 - \cos \frac{\pi}{n+1}\right)^2} \times \sqrt{\frac{EI}{M'L^3}} \quad (IV.68)$$

где $M' = M + \frac{2}{3} \frac{mL}{n}$ — масса сосредоточенной нагрузки плюс «присоединенная» масса участка вала, кг; m — масса единицы длины вала, кг/м.

При наличии эксцентриситета между центрами сосредоточенных масс и осью вала последний при вращении испытывает изгибающий момент под действием центробежных сил. Поэтому после проверки вала на виброустойчивость следует сделать проверку прочности его на изгиб и жесткость. Пример подобного расчета приведен в литературе [1, с. 744].

Пример 7. Рассчитать вал роторно-дискового экстрактора по следующим исходным данным: диаметр дисков 0,8 м, толщина 4 мм, число — 20, расстояние между дисками 0,4 м, общая длина вала $L = 0,4(20 + 1) = 8,4$ м, мощность, затрачиваемая на

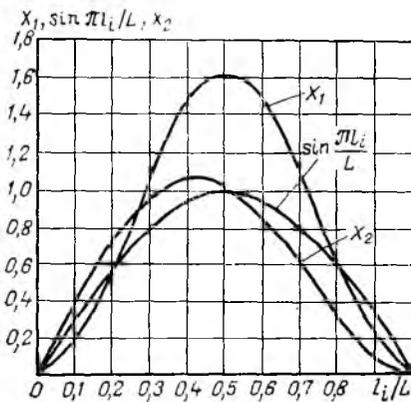


Рис. IV.12. Графики функций в уравнениях (IV.64)–(IV.66). перемещение и преодоление трения в подшипниках, $N = 0,2$ кВт. Частота вращения 0,5 об/с.

Крутящий момент

$$M_{кр} = 200/2\pi \cdot 0,5 = 63,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Минимальный диаметр вала сплошного сечения определим исходя из его прочности на кручение по формуле (IV.61):

$$d = 1,71 \sqrt[3]{\frac{63,7}{44} \cdot 10^{-6}} = 1,935 \cdot 10^{-2} \text{ м} \approx 20 \text{ мм}$$

Масса единицы длины сплошного вала диаметром 0,02 м равна

$$m = \pi d^2 \rho / 4 = 0,785 (2 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 7850 = 2,46 \text{ кг/м}$$

Масса диска

$$M = 0,785 \cdot 0,8^2 \cdot 0,004 \cdot 7850 = 15,8 \text{ кг}$$

«Приведенную» массу дисков, приходящуюся на единицу длины вала, определим по формуле (IV.67):

$$m' = 15,8 \cdot 21/8,4 = 39,5 \text{ кг/м}$$

Момент инерции вала сплошного круглого сечения

$$I = \pi d^4 / 64 = \pi (2 \cdot 10^{-2})^4 / 64 = 0,785 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

Модуль упругости $E = 2,0 \cdot 10^{11}$ Н/м². Первую критическую скорость вращения определим по формуле (IV.63), в которой $\alpha = 3,142$ в соответствии с (IV.64):

$$\omega_1 = \frac{3,142^2}{8,4^2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,785 \cdot 10^{-8}}{2,46 + 39,5}} = 0,14 \cdot 6,11 = 0,855 \text{ рад/с}$$

Критическая частота вращения вала

$$n_{кр} = 0,855/2\pi = 0,136 \text{ об/с}$$

что меньше заданного, поэтому условие виброустойчивости не выполняется.

Проведем расчет для вала диаметром $d = 0,05$ м. Он имеет массу единицы длины

$$m = 0,785 (5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 7850 = 15,4 \text{ кг/м}$$

Момент инерции вала

$$I = \pi (5 \cdot 10^{-2})^4 / 64 = 30,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

Критическая скорость

$$\omega_1 = 0,14 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 30,7 \cdot 10^{-8}}{15,4 + 39,5}} = 0,14 \cdot 33,4 = 4,67 \text{ рад/с}$$

Критическая частота вращения

$$n_{кр} = 4,67/2\pi = 0,745 \text{ об/с}$$

Условие виброустойчивости (IV.58) выполняется:

$$0,5/0,745 = 0,671 < 0,7$$

Расчет по формуле (IV.68) дает очень близкий результат:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{12 \cdot 21^3}{\left(2 + \cos \frac{\pi}{21}\right)} \left(1 - \cos \frac{\pi}{21}\right)^2} \times \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 30,7 \cdot 10^{-8}}{\left(15,8 + \frac{2 \cdot 15,4 \cdot 8,4}{3 \cdot 20}\right) 8,4^3}} = 4,81 \text{ рад/с}$$

Отсюда

$$n_{кр} = 4,81/2\pi = 0,766 \text{ об/с}$$

Вал, изготовленный из трубы близкого нормализованного размера $d_H = 60 \times 4$ мм, также удовлетворяет условию виброустойчивости. Его масса, отнесенная к единице длины, равна

$$m = 0,785 (0,060^2 - 0,052^2) \cdot 7850 = 5,52 \text{ кг/м}$$

Момент инерции вала кольцевого сечения можно определить по формуле (IV.49):

$$I = \frac{\pi}{8} (0,060^4 - 0,052^4) = 0,004 = 27,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

Критическая скорость вращения

$$\omega_1 = 0,14 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 27,6 \cdot 10^{-8}}{7,1 + 39,5}} = 4,90 \text{ рад/с}$$

$$n_{кр} = 4,90/2\pi = 0,78 \text{ об/с}$$

Допускаемый крутящий момент для трубы определим по формуле

$$M_{кр.д} = 1,6 (d - \delta)^2 \delta \tau_d$$

откуда

$$M_{кр.д} = 1,6 (0,060 - 0,004)^2 \cdot 0,004 \cdot 44 \cdot 10^6 = 820 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

что значительно превышает необходимый момент (63,7 Н·м). Таким образом, вал роторно-дискового экстрактора для заданных условий может быть сплошного сечения диаметром $d = 50$ мм или кольцевого сечения из трубы $d_H = 60 \times 4$ мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лацинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. Изд. 2-е, Л., Машиностроение, 1970. 752 с.
2. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. М., Машгиз, 1961. 624 с.
3. Криворот А. С. Конструкция и основы проектирования машин и аппаратов химической промышленности. М., Машиностроение, 1976. 376 с.
4. Канторович Э. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. М., Машгиз, 1960. 743 с.

Часть вторая ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТИПОВЫХ УСТАНОВОК

Глава V ВЫПАРНАЯ УСТАНОВКА

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- c — теплоемкость, Дж/(кг·К);
 d — диаметр, м;
 D — расход греющего пара, кг/с;
 F — поверхность теплопередачи, м²;
 G — расход, кг/с;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 H — высота, м;
 I — энтальпия пара, кДж/кг;
 i — энтальпия жидкости, кДж/кг;
 K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
 P — давление, МПа;
 Q — тепловая нагрузка, кВт;
 q — удельная тепловая нагрузка, Вт/м²;
 r — теплота парообразования, кДж/кг;
 T, t — температура, град;
 W, w — производительность по испаряемой воде, кг/с;
 x — концентрация, % (масс.);
 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 ρ — плотность, кг/м³;
 μ — вязкость, Па·с;
 λ — теплопроводность, Вт/(м·К);
 σ — поверхностное натяжение, Н/м;
 Re — критерий Рейнольдса;
 Nu — критерий Нуссельта;
 Pr — критерий Прандтля.
 Индексы:
 1, 2, 3 — первый, второй, третий корпус выпарной установки;
 в — вода;
 вп — вторичный пар;
 г — греющий пар;
 ж — жидкая фаза;
 к — конечный параметр;
 н — начальный параметр;
 ср — средняя величина;
 ст — стенка.

ВВЕДЕНИЕ

В химической и смежной с ней отраслях промышленности жидкие смеси, концентрирование которых осуществляется выпариванием, отличаются большим разнообразием как физических параметров (вязкость, плотность, температура кипения, величина критического теплового потока и др.), так и других характеристик (кристаллизующиеся, пенящиеся, неустойчивые растворы и др.). Свойства смесей определяют основные требования к условиям проведения процесса (вакуум-выпаривание, прямо- и противоточные, одно- и многостадийные многокорпусные выпарные установки), а также к конструкциям выпарных аппаратов.

Такое разнообразие требований вызывает определенные сложности при правильном выборе схемы выпарной установки, типа аппарата, числа ступеней в многокорпусной выпарной установке. В общем случае такой выбор является задачей оптимального поиска и выполняется технико-экономическим сравнением различных вариантов с использованием ЭВМ. В связи с тем, что при выполнении курсового проекта по процессам и аппаратам подобная задача пока не ставится, число корпусов в установке, давление греющего пара и вакуум в конденсаторе обычно входят в задание на проектирование.

В приведенном ниже типовом примере расчета трехкорпусной установки, состоящей из выпарных аппаратов с естественной циркуляцией (с соосной греющей камерой) и кипением раствора в трубах, даны также рекомендации по расчету выпарных аппаратов некоторых других типов: с принудительной циркуляцией, вынесенной зоной кипения, пленочных.

Принципиальная схема трехкорпусной выпарной установки показана на рис. V.1. Исходный разбавленный раствор из промежуточной емкости 1 центробежным насосом 2 подается в тепло-

обменник 3 (где подогревается до температуры, близкой к температуре кипения), а затем — в первый корпус 4 выпарной установки. Предварительный подогрев раствора повышает интенсивность кипения в выпарном аппарате 4.

Первый корпус обогревается свежим водяным паром. Вторичный пар, образующийся при концентрировании раствора в первом корпусе, направляется в качестве греющего во второй корпус 5. Сюда же поступает частично сконцентрированный раствор из 1-го корпуса. Аналогично третий корпус 6 обогревается вторичным паром второго и в нем производится концентрирование раствора, поступившего и второго корпуса.

Самопроизвольный переток раствора и вторичного пара в последующие корпуса возможен благодаря общему перепаду давлений, возникающему в результате создания вакуума конденсацией вторичного пара последнего корпуса в барометрическом конденсаторе смешения 7 (где заданное давление поддерживается подачей охлаждающей воды и отсосом неконденсирующихся газов вакуум-насосом 8). Смесь охлаждающей воды и конденсата выводится из конденсатора при помощи барометрической трубы с гидрозатвором 9. Образующийся в третьем корпусе концентрированный раствор центробежным насосом 10 подается в промежуточную емкость упаренного раствора 11.

Конденсат греющих паров из выпарных аппаратов выводится с помощью конденсатоотводчиков 12.

Задание на проектирование. Спроектировать трехкорпусную выпарную установку для концентрирования $G_n = 40\,000$ кг/ч (11,12 кг/с) водного раствора КОН от начальной концентрации $x_n = 5\%$ до конечной $x_k = 40\%$ при следующих условиях:

1. Обогрев производится насыщенным водяным паром давлением $P_{гп} = 1,079$ МПа.

2. Давление в барометрическом конденсаторе $P_{бк} = 0,0147$ МПа.

3. Выпарной аппарат — тип 1, исполнение 2 (см. Приложение V.1).

4. Взаимное направление пара и раствора — прямоток.

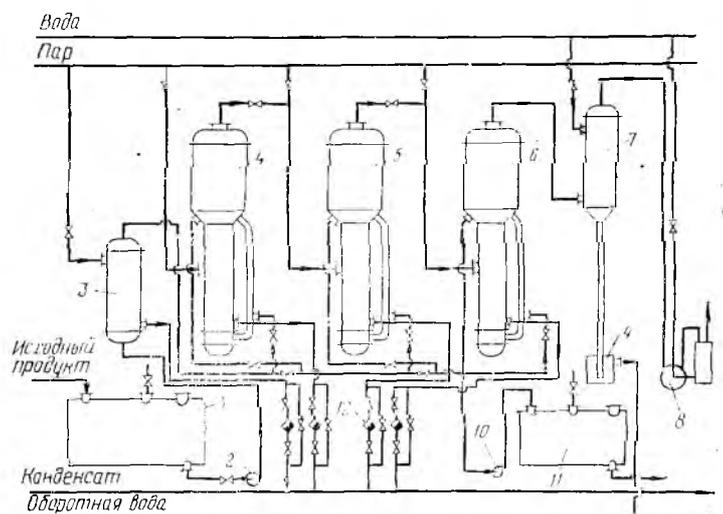


Рис. V.1. Принципиальная схема трехкорпусной выпарной установки:

1 — емкость исходного раствора; 2, 10 — насосы; 3 — теплообменник-подогреватель; 4, 5, 6 — выпарные аппараты; 7 — барометрический конденсатор; 8 — вакуум-насос; 9 — гидрозатвор; 11 — емкость упаренного раствора; 12 — конденсатоотводчик.

5. Отбор экстрапара не производится.

6. Раствор поступает в первый корпус подогретым до температуры кипения.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Поверхность теплопередачи каждого корпуса выпарной установки определяют по основному уравнению теплопередачи:

$$F = Q/K \Delta t_{\text{п}} \quad (\text{V.1})$$

Для определения тепловых нагрузок Q , коэффициентов теплопередачи K и полезных разностей температур $\Delta t_{\text{п}}$ необходимо знать распределение упариваемой воды, концентраций растворов и их температур кипения по корпусам. Эти величины находят методом последовательных приближений.

Первое приближение. Производительность установки по выпариваемой воде определяют из уравнения материального баланса:

$$W = G_{\text{н}} (1 - x_{\text{н}}/x_{\text{к}}) \quad (\text{V.2})$$

Получим:

$$W = 11,12 (1 - 5/40) = 9,72 \text{ кг/с}$$

1.1. РАСЧЕТ КОНЦЕНТРАЦИЙ УПАРИВАЕМОГО РАСТВОРА

Распределение концентраций раствора по корпусам установки зависит от соотношения нагрузок по выпариваемой воде в каждом аппарате. В первом приближении на основании практических данных принимают, что производительность по выпариваемой воде распределяется между корпусами в соответствии с соотношением:

$$\omega_1 : \omega_2 : \omega_3 = 1,0 : 1,1 : 1,2$$

Тогда

$$\omega_1 = \frac{1,0W}{1,0 + 1,1 + 1,2} = \frac{W}{3,3} = 2,95 \text{ кг/с}$$

$$\omega_2 = \frac{1,1W}{3,3} = 3,24 \text{ кг/с}$$

$$\omega_3 = \frac{1,2W}{3,3} = 3,53 \text{ кг/с}$$

Далее рассчитывают концентрации растворов в корпусах:

$$x_1 = \frac{G_{\text{н}} x_{\text{н}}}{G_{\text{н}} - \omega_1} = \frac{11,12 \cdot 0,05}{11,12 - 2,95} = 0,068 (6,8\%)$$

$$x_2 = \frac{G_{\text{н}} x_{\text{н}}}{G_{\text{н}} - \omega_1 - \omega_2} = \frac{11,12 \cdot 0,05}{11,12 - 2,95 - 3,24} = 0,113 (11,3\%)$$

$$x_3 = \frac{G_{\text{н}} x_{\text{н}}}{G_{\text{н}} - \omega_1 - \omega_2 - \omega_3} = \frac{11,12 \cdot 0,05}{11,12 - 2,95 - 3,24 - 3,53} = 0,4 (40\%)$$

Концентрация раствора в последнем корпусе x_3 соответствует заданной концентрации упаренного раствора $x_{\text{к}}$.

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР КИПЕНИЯ РАСТВОРОВ

Общий перепад давлений в установке равен:

$$\Delta P_{\text{об}} = P_{\text{г1}} - P_{\text{бк}} = 1,079 - 0,0147 = 1,064 \text{ МПа}$$

В первом приближении общий перепад давлений распределяют между корпусами поровну. Тогда давления греющих паров в корпусах (в МПа) равны

$$P_{\text{г1}} = 1,079$$

$$P_{\text{г2}} = P_{\text{г1}} - \Delta P_{\text{об}}/3 = 1,079 - 1,064/3 = 0,7242$$

$$P_{\text{г3}} = P_{\text{г2}} - \Delta P_{\text{об}}/3 = 0,7242 - 1,064/3 = 0,3694$$

Давление пара в барометрическом конденсаторе

$$P_{\text{бк}} = P_{\text{г3}} - \Delta P_{\text{об}}/3 = 0,3694 - 1,064/3 = 0,0147 \text{ МПа}$$

что соответствует заданной величине $P_{\text{бк}}$.

По давлениям паров находим их температуры и энтальпии [1]:

Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
$P_{\text{г1}} = 1,079$	$t_{\text{г1}} = 183,2$	$I_1 = 2787$
$P_{\text{г2}} = 0,7242$	$t_{\text{г2}} = 166,3$	$I_2 = 2772$
$P_{\text{г3}} = 0,3694$	$t_{\text{г3}} = 140,6$	$I_3 = 2741$
$P_{\text{бк}} = 0,0147$	$t_{\text{бк}} = 53,6$	$I_{\text{бк}} = 2596$

При определении температуры кипения растворов в аппаратах исходят из следующих допущений. Распределение концентраций раствора в выпарном аппарате с интенсивной циркуляцией практически соответствует модели идеального перемешивания. Поэтому концентрацию кипящего раствора принимают равной конечной в данном корпусе и, следовательно, температуру кипения раствора определяют при конечной концентрации.

Изменение температуры кипения по высоте кипящих труб происходит вследствие изменения гидростатического давления столба жидкости. Температуру кипения раствора в корпусе принимают соответствующей температуре кипения в среднем слое жидкости. Таким образом, температура кипения раствора в корпусе отличается от температуры греющего пара в последующем корпусе на сумму температурных потерь от температурной (Δ'), гидростатической (Δ'') и гидродинамической (Δ''') депрессий.

Гидродинамическая депрессия обусловлена потерей давления пара на преодоление гидравлических сопротивлений трубопроводов при переходе из корпуса в корпус. Обычно в расчетах принимают $\Delta''' = 1,0 - 1,5$ град на корпус. Примем для каждого корпуса $\Delta''' = 1$ град. Тогда температуры вторичных паров в корпусах (в °С) равны:

$$t_{\text{вп1}} = t_{\text{г2}} + \Delta_1''' = 166,3 + 1,0 = 167,3$$

$$t_{\text{вп2}} = t_{\text{г3}} + \Delta_2''' = 140,6 + 1,0 = 141,6$$

$$t_{\text{вп3}} = t_{\text{бк}} + \Delta_3''' = 53,6 + 1,0 = 54,6$$

Сумма гидродинамических депрессий

$$\sum \Delta''' = \Delta_1''' + \Delta_2''' + \Delta_3''' = 1 + 1 + 1 = 3^\circ \text{С}$$

По температурам вторичных паров определим их давления:

Температура, °С	Давление, МПа
$t_{\text{вп1}} = 167,3$	$P_{\text{вп1}} = 0,745$
$t_{\text{вп2}} = 141,6$	$P_{\text{вп2}} = 0,378$
$t_{\text{вп3}} = 54,6$	$P_{\text{вп3}} = 0,154$

Гидростатическая депрессия обусловлена разностью давлений в среднем слое кипящего раствора

и на его поверхности. Давление в среднем слое кипящего раствора $P_{\text{ср}}$ каждого корпуса определяется по уравнению

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{вп}} + \frac{\rho g H}{2} (1 - \varepsilon) \quad (\text{V.3})$$

где H — высота кипяtilьных труб в аппарате, м; ρ — плотность кипящего раствора, кг/м³; ε — паронаполнение (объемная доля пара в кипящем растворе), м³/м³.

Для выбора значения H необходимо ориентировочно оценить поверхность теплопередачи выпарного аппарата $F_{\text{ор}}$. При кипении водных растворов можно принять удельную тепловую нагрузку аппаратов с естественной циркуляцией $q = 20\,000 - 50\,000$ Вт/м², аппаратов с принудительной циркуляцией $q = 40\,000 - 80\,000$ Вт/м². Примем $q = 40\,000$ Вт/м². Тогда поверхность теплопередачи 1-го корпуса ориентировочно равна:

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{q} = \frac{\omega_1 r_1}{q} = \frac{2,95 \cdot 2068 \cdot 10^3}{40000} = 152 \text{ м}^2$$

где r_1 — теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

По ГОСТ 11987—81 [2] (см. Приложение V.2) трубчатые аппараты с естественной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 1, исполнение 2) состоят из кипяtilьных труб высотой 4 и 5 м при диаметре $d_{\text{н}} = 38$ мм и толщине стенки $\delta_{\text{ст}} = 2$ мм. Примем высоту кипяtilьных труб $H = 4$ м.

При пузырьковом (ядерном) режиме кипения паронаполнение составляет $\varepsilon = 0,4 - 0,6$. Примем $\varepsilon = 0,5$. Плотность водных растворов, в том числе раствора КОН [3] (см. Приложение V.3), при температуре 15 °С и соответствующих концентрациях в корпусах равна:

$$\rho_1 = 1062 \text{ кг/м}^3, \quad \rho_2 = 1104 \text{ кг/м}^3, \quad \rho_3 = 1399 \text{ кг/м}^3$$

При определении плотности растворов в корпусах пренебрегаем изменением ее с повышением температуры от 15 °С до температуры кипения ввиду малого значения коэффициента объемного расширения и ориентировочно принятого значения ε .

Давления в среднем слое кипяtilьных труб корпусов (в Па) равны

$$P_{1\text{ср}} = P_{\text{вп1}} + \frac{\rho_1 g H}{2} (1 - \varepsilon) = 74,0 \cdot 10^4 + \frac{4 \cdot 1062 \cdot 9,8}{2} (1 - 0,5) = 75,5 \cdot 10^4$$

$$P_{2\text{ср}} = P_{\text{вп2}} + \frac{\rho_2 g H}{2} (1 - \varepsilon) = 37,8 \cdot 10^4 + \frac{4 \cdot 1104 \cdot 9,8}{2} (1 - 0,5) = 38,9 \cdot 10^4$$

$$P_{3\text{ср}} = P_{\text{вп3}} + \frac{\rho_3 g H}{2} (1 - \varepsilon) = 1,54 \cdot 10^4 + \frac{4 \cdot 1399 \cdot 9,8}{2} (1 - 0,5) = 2,91 \cdot 10^4$$

Этим давлениям соответствуют следующие температуры кипения и теплоты испарения растворяемого [1]:

Давление, МПа	Температура, °С	Теплота испарения, кДж/кг
$P_{1\text{ср}} = 0,755$	$t_{1\text{ср}} = 168,0$	$r_{\text{вп1}} = 2068$
$P_{2\text{ср}} = 0,389$	$t_{2\text{ср}} = 142,8$	$r_{\text{вп2}} = 2140$
$P_{3\text{ср}} = 0,0291$	$t_{3\text{ср}} = 69,3$	$r_{\text{вп3}} = 2340$

Определяем гидростатическую депрессию по корпусам (в °С):

$$\Delta_1'' = t_{1\text{ср}} - t_{\text{вп1}} = 168,0 - 167,3 = 0,7$$

$$\Delta_2'' = t_{2\text{ср}} - t_{\text{вп2}} = 142,8 - 141,6 = 1,2$$

$$\Delta_3'' = t_{3\text{ср}} - t_{\text{вп3}} = 69,3 - 54,6 = 14,7$$

Сумма гидростатических депрессий равна:

$$\sum \Delta'' = \Delta_1'' + \Delta_2'' + \Delta_3'' = 0,7 + 1,2 + 14,7 = 16,6 \text{ °С}$$

Температурная депрессия Δ' определяется по уравнению

$$\Delta' = 1,62 \cdot 10^{-2} (T^2 / r_{\text{вп}}) \Delta_{\text{атм}}' \quad (\text{V.4})$$

где T — температура паров в среднем слое кипяtilьных труб, К; $\Delta_{\text{атм}}'$ — температурная депрессия при атмосферном давлении [3] (см. Приложение V.4).

Находим значение Δ' по корпусам (в °С):

$$\Delta_1' = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{(168 + 273)^2}{2068} 1,4 = 2,07$$

$$\Delta_2' = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{(142,8 + 273)^2}{2140} 3,0 = 3,94$$

$$\Delta_3' = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{(69,3 + 273)^2}{2340} 23,6 = 18,13$$

Сумма температурных депрессий равна:

$$\sum \Delta' = \Delta_1' + \Delta_2' + \Delta_3' = 2,07 + 3,94 + 18,13 = 24,14 \text{ °С}$$

Температуры кипения растворов в корпусах равны (в °С):

$$t_{\text{к1}} = t_{\text{к2}} + \Delta_1' + \Delta_1'' + \Delta_1''' = 166,3 + 2,07 + 0,7 + 1,0 = 170,07$$

$$t_{\text{к2}} = t_{\text{к3}} + \Delta_2' + \Delta_2'' + \Delta_2''' = 140,6 + 3,94 + 1,2 + 1,0 = 146,74$$

$$t_{\text{к3}} = t_{\text{кк}} + \Delta_3' + \Delta_3'' + \Delta_3''' = 53,6 + 18,13 + 14,7 + 1,0 = 87,43$$

При расчете температуры кипения в пленочных выпарных аппаратах (тип 3, см. Приложение V.1) гидростатическую депрессию Δ'' не учитывают. Температуру кипения в этих аппаратах находят как среднюю между температурами кипения растворов с начальной и конечной концентрациями при давлении в данном корпусе, полагая, что движение раствора в аппарате соответствует модели полного вытеснения.

В аппаратах с вынесенной зоной кипения как с принудительной, так и с естественной циркуляцией кипение раствора происходит в трубе вскипания, устанавливаемой над греющей камерой. Кипение в греющих трубках предотвращается за счет гидростатического давления столба жидкости в трубе вскипания. В греющих трубках происходит перегрев жидкости по сравнению с температурой кипения на верхнем уровне раздела фаз. Поэтому температуру кипения раствора в этих аппаратах также определяют без учета гидростатических температурных потерь Δ'' . Перегрев раствора $\Delta t_{\text{пер}}$ может быть найден из внутреннего баланса тепла в каждом корпусе. Уравнение теплового баланса для j -го корпуса записывается в следующем виде:

$$G_{\text{н}j} c_{\text{н}j} (t_{\text{н}j-1} - t_{\text{н}j}) + M c_{\text{н}j} \Delta t_{\text{пер}j} = \omega_j (t_{\text{вп}j} - c_{\text{н}j} t_{\text{н}j}) \quad (\text{V.5})$$

где M — производительность циркуляционного насоса (в кг/с), тип которого определяют по каталогу [4] для выпарного аппарата с поверхностью теплопередачи $F_{\text{ор}}$.

Для первого корпуса $t_{\text{н}j-1}$ — это температура раствора, поступающего в аппарат из теплообменника-подогревателя.

В аппаратах с принудительной циркуляцией циркуляционные насосы обеспечивают высокоразвитый турбулентный режим при скоростях раствора в трубках $v = 2,0 - 2,5$ м/с.

В аппаратах с вынесенной греющей камерой и естественной циркуляцией обычно достигаются скорости раствора $v = 0,6 - 0,8$ м/с. Для этих аппаратов масса циркулирующего раствора равна:

$$M = v S \rho$$

Здесь S — сечение потока в аппарате, m^2 , рассчитываемое по формуле

$$S = F_{ор} d_{вн} / 4H$$

(где $d_{вн}$ — внутренний диаметр труб, м; H — принятая высота труб, м).

Таким образом, перегрев раствора в j -м аппарате $\Delta t_{пер j}$ равен:

$$\Delta t_{пер j} = \frac{\omega_j (I_{вп j} - c_{п t_{к j}}) - G_{н j} c_{н j} (t_{н j-1} - t_{к j})}{M c_{н j}} \quad (V.6)$$

Полезная разность температур в каждом корпусе может быть рассчитана по уравнению

$$\Delta t_{п j} = t_{г j} - (t_{к j} + \Delta t_{пер j} / 2) \quad (V.7)$$

Анализ этого уравнения показывает, что величина $\Delta t_{пер} / 2$ представляет собой не что иное как дополнительную температурную потерю. В связи с этим общую полезную разность температур выпарных установок с аппаратами с вынесенной зоной кипения нужно определять по следующему выражению:

$$\sum \Delta t_{п} = t_{г1} - t_{бк} - \sum \Delta' - \sum \Delta'' - \sum (\Delta t_{пер} / 2)$$

1.3. РАСЧЕТ ПОЛЕЗНОЙ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

Общая полезная разность температур равна:

$$\sum \Delta t_{п} = \Delta t_{п1} + \Delta t_{п2} + \Delta t_{п3}$$

Полезные разности температур по корпусам (в $^{\circ}C$) равны:

$$\Delta t_{п1} = t_{г1} - t_{к1} = 183,2 - 170,07 = 13,13$$

$$\Delta t_{п2} = t_{г2} - t_{к2} = 166,3 - 146,74 = 19,56$$

$$\Delta t_{п3} = t_{г3} - t_{к3} = 140,6 - 87,43 = 53,17$$

Тогда общая полезная разность температур

$$\sum \Delta t_{п} = 13,13 + 19,56 + 53,17 = 85,86 \text{ } ^{\circ}C$$

Проверим общую полезную разность температур:

$$\sum \Delta t_{п} = t_{г1} - t_{бк} - (\sum \Delta' + \sum \Delta'' + \sum \Delta''') = 183,2 - 53,6 - (24,14 + 16,6 + 3,0) = 85,86 \text{ } ^{\circ}C$$

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Расход греющего пара в 1-й корпус, производительность каждого корпуса по выпаренной воде и тепловые нагрузки по корпусам определим путем совместного решения уравнений тепловых балансов по корпусам и уравнения баланса по воде для всей установки:

$$Q_1 = D (I_{г1} - i_1) = 1,03 [G_{п1} c_{п1} (t_{к1} - t_{н}) + \omega_1 (I_{вп1} - c_{п t_{к1}}) + Q_{конц}] \quad (V.8)$$

$$Q_2 = \omega_1 (I_{г2} - i_2) = 1,03 [(G_{п2} - \omega_1) c_{п2} (t_{к2} - t_{н}) + \omega_2 (I_{вп2} - c_{п t_{к2}}) + Q_{конц}] \quad (V.9)$$

$$Q_3 = \omega_2 (I_{г3} - i_3) = 1,03 [(G_{п3} - \omega_1 - \omega_2) c_{п3} (t_{к3} - t_{н}) + \omega_3 (I_{вп3} - c_{п t_{к3}}) + Q_{конц}] \quad (V.10)$$

$$W = \omega_1 + \omega_2 + \omega_3 \quad (V.11)$$

где 1,03 — коэффициент, учитывающий 3 % потерь тепла в окружающую среду.

При решении уравнений (V.8)–(V.11) можно принять

$$I_{вп1} \approx I_{г2}; \quad I_{вп2} \approx I_{г3}; \quad I_{вп3} \approx I_{бк}$$

$c_{п1}, c_{п2}, c_{п3}$ — теплоемкости растворов соответственно исходного (начальной концентрации), в первом и во втором корпусе, кДж/(кг·К) [3]; $Q_{1конц}, Q_{2конц}, Q_{3конц}$ — теплота концентрирования по корпусам, кВт; $t_{н}$ — температура кипения исходного раствора при давлении в 1-м корпусе, $^{\circ}C$:

$$t_{н} = t_{вп1} + \Delta'_n = 167,3 + 1,0 = 168,3 \text{ } ^{\circ}C$$

где Δ'_n — температурная депрессия для исходного раствора.

Анализ зависимостей теплоты концентрирования от концентрации и температуры [5] показал, что она наибольшая для третьего корпуса. Поэтому рассчитаем теплоту концентрирования для 3-го корпуса:

$$Q_{3конц} = G_{сух} \Delta q - G_{п3} x_{п3} \Delta q \quad (V.12)$$

где $G_{сух}$ — производительность аппаратов по сухому КОН, кг/с; Δq — разность интегральных теплот растворения при концентрациях x_2 и x_3 , кДж/кг [3].

$$Q_{3конц} = 11,12 \cdot 0,05 (963,7 - 838,0) = 69,9 \text{ кВт}$$

Сравним $Q_{3конц}$ с ориентировочной тепловой нагрузкой для 3-го корпуса $Q_{зор}$:

$$Q_{зор} = (G_{п3} - \omega_1 - \omega_2) c_2 (t_{к3} - t_{н}) + \omega_3 (I_{вп3} - c_{п t_{к3}}) = (11,12 - 2,95 - 3,24) 3,56 (87,0 - 146,74) + 3,53 (2596 - 4,19 \cdot 87,43) = 6816 \text{ кВт}$$

Поскольку $Q_{3конц}$ составляет значительно меньше 3 % от $Q_{зор}$, в уравнениях тепловых балансов по корпусам пренебрегаем величиной $Q_{конц}$.

Получим:

$$Q_1 = D (2787 - 778,1) = 1,03 [11,12 \cdot 3,9 (170,7 - 168,3) + \omega_1 (2772 - 4,19 \cdot 170,07)]$$

$$Q_2 = \omega_1 (2772 - 704) = 1,03 [(11,12 - \omega_1) 3,77 (146,74 - 170,07) + \omega_2 (2741 - 4,19 \cdot 146,74)]$$

$$Q_3 = \omega_2 (2741 - 593) = 1,03 [(11,12 - \omega_1 - \omega_2) 3,56 (87 - 146,74) + \omega_3 (2596 - 4,19 \cdot 87,43)]$$

$$9,72 = \omega_1 + \omega_2 + \omega_3$$

Решение системы уравнений дает следующие результаты:

$$D = 3,464 \text{ кг/с}; \quad \omega_1 = 3,04 \text{ кг/с}; \quad \omega_2 = 3,21 \text{ кг/с};$$

$$\omega_3 = 3,47 \text{ кг/с};$$

$$Q_1 = 6407 \text{ кВт}; \quad Q_2 = 6099 \text{ кВт}; \quad Q_3 = 6896 \text{ кВт}$$

Полученные величины сводим в таблицу V.1.

Наибольшее отклонение вычисленных нагрузок по испаряемой воде в каждом корпусе от предварительно принятых ($\omega_1 = 2,95$ кг/с, $\omega_2 = 3,24$ кг/с, $\omega_3 = 3,53$ кг/с) не превышает 3 %, поэтому не будем пересчитывать концентрации и температуры кипения

Таблица V.1. Параметры растворов и паров по корпусам

Параметр	Корпус		
	1	2	3
Производительность по испаряемой воде ω , кг/с	3,04	3,21	3,47
Концентрация растворов x , %	6,8	11,3	40,0
Давление греющих паров $P_{г}$, МПа	1,079	0,7242	0,3694
Температура греющих паров $t_{г}$, $^{\circ}C$	183,2	166,3	140,6
Температурные потери $\sum \Delta$, град	3,77	6,14	33,83
Температура кипения раствора $t_{н}$, $^{\circ}C$	170,07	146,74	87,43
Полезная разность температур, $\Delta t_{п}$, град	13,13	19,56	53,17

растворов по корпусам. Если же расхождение составит более 5 %, необходимо заново пересчитать концентрации, температурные депрессии и температуры кипения растворов, положив в основу расчета новое, полученное из решения балансовых уравнений, распределение нагрузок по испаряемой воде.

1.5. ВЫБОР КОНСТРУКЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

Выбираем конструкционный материал, стойкий в среде кипящего раствора КОН в интервале изменения концентраций от 5 до 40 % [6]. В этих условиях химически стойкой является сталь марки Х17. Скорость коррозии ее менее 0,1 мм/год, коэффициент теплопроводности $\lambda_{ст} = 25,1$ Вт/(м·К).

1.6. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Коэффициент теплопередачи для первого корпуса K_1 определяют по уравнению аддитивности термических сопротивлений:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (V.13)$$

Примем, что суммарное термическое сопротивление равно термическому сопротивлению стенки $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ и накипи $\delta_{н}/\lambda_{н}$. Термическое сопротивление загрязнений со стороны пара не учитываем. Получим:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,002}{25,1} + \frac{0,0005}{2,42} = 2,87 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$$

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к стенке α_1 равен [1]:

$$\alpha_1 = 2,04 \sqrt{\frac{r_1 \rho_{ж1}^2 \lambda_{ж1}^3}{\mu_{ж1} H \Delta t_1}} \quad (V.14)$$

где r_1 — теплота конденсации греющего пара, Дж/кг; $\rho_{ж1}, \lambda_{ж1}, \mu_{ж1}$ — соответственно плотность (кг/м³), теплопроводность [Вт/(м·К)], вязкость (Па·с) конденсата при средней температуре пленки $t_{пл} = t_{п1} - \Delta t_1/2$, где Δt_1 — разность температур конденсации пара и стенки, град.

Расчет α_1 ведут методом последовательных приближений. В первом приближении примем $\Delta t_1 = 2,0$ град. Тогда

$$\alpha_1 = 2,04 \sqrt{\frac{2009 \cdot 10^3 \cdot 886^2 \cdot 0,684^3}{0,09 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 2}} = 10\,500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для установившегося процесса передачи тепла справедливо уравнение

$$q = \alpha_1 \Delta t_1 = \frac{1}{\sum (\delta/\lambda)} \Delta t_{ст} = \alpha_2 \Delta t_2$$

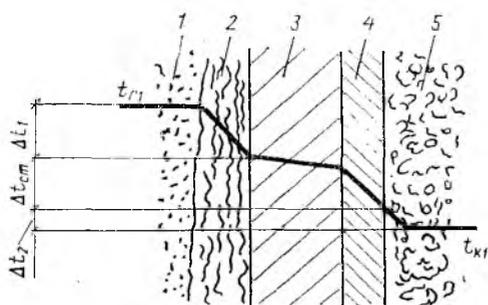


Рис. V.2. Распределение температур в процессе теплопередачи от пара к кипящему раствору через многослойную стенку: 1 — пар; 2 — конденсат; 3 — стенка; 4 — накипь; 5 — кипящий раствор.

Таблица V.2. Физические свойства кипящих растворов КОН и их паров

Параметр	Корпус			Литература
	1	2	3	
Теплопроводность раствора λ , Вт/(м·К)	0,61	0,62	0,69	[8]
Плотность раствора ρ , кг/м ³	1062	1104	1399	[3]
Теплоемкость раствора c , Дж/(кг·К)	3771	3561	2765	[3]
Вязкость раствора μ , Па·с	$0,1 \cdot 10^{-3}$	$0,29 \cdot 10^{-3}$	$0,7 \cdot 10^{-3}$	[9]
Поверхностное натяжение σ , Н/м	0,058	0,066	0,099	[8, 9]
Теплота парообразования r , Дж/кг	$2068 \cdot 10^3$	$2148 \cdot 10^3$	$2372 \cdot 10^3$	[11]
Плотность пара $\rho_{п}$, кг/м ³	3,75	2,0	0,098	[11]

где q — удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; $\Delta t_{ст}$ — перепад температур на стенке, град; Δt_2 — разность между температурой стенки со стороны раствора и температурой кипения раствора, град.

Распределение температур в процессе теплопередачи от пара через стенку к кипящему раствору показано на рис. V.2.

$$\Delta t_{ст} = \alpha_1 \Delta t_1 \sum (\delta/\lambda) = 10500 \cdot 2 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 6,03 \text{ град}$$

Тогда

$$\Delta t_2 = \Delta t_{п1} - \Delta t_{ст} - \Delta t_1 = 13,13 - 6,03 - 2,0 = 5,1 \text{ град}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору для пузырькового кипения в вертикальных кипящих трубах при условии естественной циркуляции раствора [7] равен:

$$\alpha_2 = Aq^{0,6} = 780 q^{0,6} \frac{\lambda_1^{1,3} \rho_1^{0,5} \rho_{п1}^{0,06}}{\sigma_1^{0,5} r_{п1}^{0,6} \rho_0^{0,66} c_1^{0,3} \mu_1^{0,3}} \quad (V.15)$$

$$\alpha_2 = 780 q^{0,6} \frac{0,61^{1,3} \cdot 1062^{0,5} \cdot 3,75^{0,06}}{0,058^{0,5} (2068 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \times \times 3771^{0,3} (0,1 \cdot 10^{-3})^{0,3}}$$

$$= 18,76 (\alpha_1 \Delta t_1)^{0,6} = 18,76 (10500 \cdot 2)^{0,6} = 7355 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Физические свойства раствора КОН в условиях кипения приведены в табл. V.2. Физические свойства некоторых других растворов приведены в Приложении V.3.

Проверим правильность первого приближения по равенству удельных тепловых нагрузок:

$$q' = \alpha_1 \Delta t_1 = 10500 \cdot 2 = 21000 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$q'' = \alpha_2 \Delta t_2 = 7355 \cdot 5,1 = 37510 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Как видим, $q' \neq q''$.

Для второго приближения примем $\Delta t_1 = 3,0$ град.

Пренебрегая изменением физических свойств конденсата при изменении температуры на 1,0 град, рассчитываем α_1 по соотношению:

$$\alpha_1 = 10500 \sqrt[4]{2/3} = 9500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тогда получим:

$$\Delta t_{ст} = 9500 \cdot 3 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 8,18 \text{ град}$$

$$\Delta t_2 = 13,13 - 3 - 8,18 = 1,95 \text{ град}$$

$$\alpha_2 = 18,76 (9500 \cdot 3)^{0,6} = 8834 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$q' = 9500 \cdot 3 = 28500 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$q'' = 8834 \cdot 1,95 = 17220 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

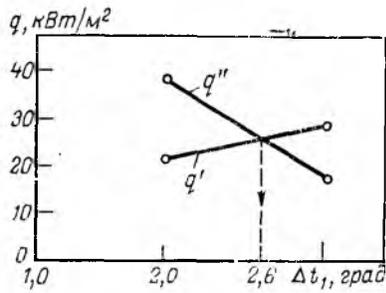


Рис. V.3. Зависимость удельной тепловой нагрузки q от разности температур Δt_1 .

Очевидно, что $q' \neq q''$.

Для расчета в третьем приближении строим графическую зависимость удельной тепловой нагрузки q от разности температур между паром и стенкой в первом корпусе (рис. V.3) и определяем $\Delta t_1 = 2,6$ град.

Отсюда получим:

$$\alpha_1 = 10500 \sqrt[4]{2,0/2,6} = 9833 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$\Delta t_{\text{сг}} = 9833 \cdot 2,6 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 7,34 \text{ град}$$

$$\Delta t_2 = 13,13 - 2,6 - 7,34 = 3,19 \text{ град}$$

$$\alpha_2 = 18,76 (9833 \cdot 2,6)^{0,6} = 8276 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$q' = 9833 \cdot 2,6 = 25570 \text{ Вт/м}^2$$

$$q'' = 8276 \cdot 3,19 = 26400 \text{ Вт/м}^2$$

Как видим, $q' \approx q''$.

Если расхождение между тепловыми нагрузками не превышает 3 %, на этом расчет коэффициентов α_1 и α_2 заканчивают. Находим K_1 :

$$K_1 = \frac{1}{1/9833 + 2,87 \cdot 10^{-4} + 1/8276} = 1963 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Далее рассчитаем коэффициент теплопередачи для второго корпуса K_2 . Для этого найдем:

$$\alpha_1 = 2,04 \sqrt[4]{\frac{2068 \cdot 10^3 \cdot 900^2 \cdot 0,68^3}{0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 4,1}} = 8633 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$\Delta t_{\text{сг}} = 8633 \cdot 4,1 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 10,16 \text{ град}$$

$$\Delta t_2 = 19,56 - 4,1 - 10,16 = 5,3 \text{ град}$$

$$\alpha_2 = 78) \frac{0,621^3 \cdot 1104^{0,5} \cdot 2,0^{0,06} (8633 \cdot 4,1)^{0,6}}{0,066^{0,5} (2148 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 3561^{0,3} (0,29 \cdot 10^{-3})^{0,3}} =$$

$$= 12,77 (8633 \cdot 4,1)^{0,6} = 6848 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$q' = 8633 \cdot 4,1 = 35395 \text{ Вт/м}^2$$

$$q'' = 6848 \cdot 5,3 = 36294 \text{ Вт/м}^2$$

Как видим, $q' \approx q''$. Определим K_2 :

$$K_2 = \frac{1}{1/8633 + 2,87 \cdot 10^{-4} + 1/6848} = 1822 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Рассчитаем теперь коэффициент теплопередачи для третьего корпуса K_3

$$\alpha_1 = 2,04 \sqrt[4]{\frac{2148 \cdot 10^3 \cdot 0,023^2 \cdot 0,67^3}{0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 16,0}} = 5722 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$\Delta t_{\text{сг}} = 5722 \cdot 16 \cdot 2,87 \cdot 10^{-4} = 26,3 \text{ град}$$

$$\Delta t_2 = 53,17 - 16,0 - 26,3 = 10,87 \text{ град}$$

$$\alpha_2 = 780) \frac{0,691^3 \cdot 1400^{0,5} \cdot 0,098^{0,06} (5722 \cdot 16)^{0,6}}{0,099^{0,5} (2372 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot 2765^{0,3} (0,7 \cdot 10^{-3})^{0,3}} =$$

$$= 8,77 (5722 \cdot 16)^{0,6} = 8317 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$q' = 5722 \cdot 16 = 91550 \text{ Вт/м}^2$$

$$q'' = 8317 \cdot 10,87 = 90410 \text{ Вт/м}^2$$

Как видим, $q' \approx q''$. Найдем K_3 :

$$K_3 = \frac{1}{1/5722 + 2,87 \cdot 10^{-4} + 1/8317} = 1719 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

При кипении растворов в пленочных выпарных аппаратах коэффициент теплоотдачи рекомендуется [10] определять по уравнению

$$\alpha_2 = c \frac{\lambda}{\delta} (0,25 \text{Re})^n \left(\frac{q\delta}{\lambda t_{\text{вп}}} \right)^m \quad (\text{V.16})$$

где λ — теплопроводность кипящего раствора, Вт/(м·К); δ — толщина пленки (в м), рассчитываемая по уравнению

$$\delta = \left(\frac{3}{4} \cdot \frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \text{Re}^{\frac{1}{8}} \quad (\text{V.17})$$

v — кинематическая вязкость раствора, м²/с; $\text{Re} = 4\Gamma/\mu$ — критерий Re для пленки жидкости; Γ — линейная массовая плотность орошения, равная G_j/Π , кг/(м·с); μ — вязкость кипящего раствора, Па·с; G_j — расход раствора, поступающего в j -й корпус, кг/с; Π — смоченный периметр, м ($\Pi = \pi d_{\text{вн}} n = F_{\text{ср}}/H$); q — тепловая нагрузка, которая в расчете принимается равной $\alpha_1 \Delta t_1$, Вт/м².

Значения коэффициентов и показателей степеней в уравнении (V.16):

$$\text{при } q < 20\,000 \text{ Вт/м}^2 \quad c = 163,1, \quad n = -0,264, \quad m = 0,685;$$

$$\text{при } q > 20\,000 \text{ Вт/м}^2 \quad c = 2,6, \quad n = 0,203, \quad m = 0,322.$$

В аппаратах с вынесенной зоной кипения, а также в аппаратах с принудительной циркуляцией обеспечиваются высокие скорости движения растворов в трубах греющей камеры и вследствие этого — устойчивый турбулентный режим течения. Принимая во внимание, что разность температур теплоносителей (греющего пара и кипящего раствора) в выпарном аппарате невелика, для вычисления коэффициентов теплоотдачи со стороны жидкости используют эмпирическое уравнение [7]:

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \quad (\text{V.18})$$

Физические характеристики растворов, входящие в критерии подобия, находят при средней температуре потока, равной

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{пер}}/2 \quad (\text{V.19})$$

1.7. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЗНОЙ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

Полезные разности температур в корпусах установки находим из условия равенства их поверхностей теплопередачи:

$$\Delta t_{\text{п}j} = \sum_{j=3} \Delta t_{\text{п}} \frac{Q_j/K_j}{\sum_{j=1} Q_j/K_j} \quad (\text{V.20})$$

где $\Delta t_{\text{п}j}$, Q_j , K_j — соответственно полезная разность температур, тепловая нагрузка, коэффициент теплопередачи для j -го корпуса.

$$\Delta t_{\text{п1}} = 85,86 \frac{\frac{6407}{1963}}{\frac{6407}{1963} + \frac{6099}{1822} + \frac{6896}{1719}} =$$

$$= 85,86 \frac{3,26}{3,26 + 3,35 + 4,01} = 85,86 \frac{3,26}{10,62} = 26,36 \text{ град}$$

$$\Delta t_{\text{п2}} = 85,86 (3,35:10,62) = 27,09 \text{ град}$$

$$\Delta t_{\text{п3}} = 85,86 (4,01:10,62) = 32,41 \text{ град}$$

Проверим общую полезную разность температур установки:

$$\sum \Delta t_{\text{п}} = \Delta t_{\text{п1}} + \Delta t_{\text{п2}} + \Delta t_{\text{п3}} = 26,36 + 27,09 + 32,41 =$$

$$= 85,86 \text{ град}$$

Теперь рассчитаем поверхность теплопередачи выпарных аппаратов по формуле (V.1):

$$F_1 = \frac{6407 \cdot 10^3}{1963 \cdot 26,36} = 123,8 \text{ м}^2$$

$$F_2 = \frac{6099 \cdot 10^3}{1822 \cdot 27,09} = 123,8 \text{ м}^2$$

$$F_3 = \frac{6896 \cdot 10^3}{1719 \cdot 32,41} = 123,8 \text{ м}^2$$

Найденные значения мало отличаются от ориентировочно определенной ранее поверхности $F_{ор}$. Поэтому в последующих приближениях нет необходимости вносить коррективы на изменение конструктивных размеров аппаратов (высоты, диаметра и числа труб). Сравнение распределенных из условия равенства поверхностей теплопередачи и предварительно рассчитанных значений полезных разностей температур представлено ниже:

	Корпус		
	1	2	3
Распределенные в 1-м приближении значения $\Delta t_{п}$, °С	26,36	27,09	32,41
Предварительно рассчитанные значения $\Delta t_{п}$, °С	13,13	19,56	53,17

Как видно, полезные разности температур, рассчитанные из условия равного перепада давления в корпусах и найденные в 1-м приближении из условия равенства поверхностей теплопередачи в корпусах, существенно различаются. Поэтому необходимо заново перераспределить температуры (давления) между корпусами установки. В основу этого перераспределения температур (давлений) должны быть положены полезные разности температур, найденные из условия равенства поверхностей теплопередачи аппаратов.

1.8. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Второе приближение. В связи с тем, что существенное изменение давлений по сравнению с рассчитанным в первом приближении происходит только в 1-м и 2-м корпусах, где суммарные температурные потери незначительны, во втором приближении принимаем такие же значения Δ' , Δ'' и Δ''' для каждого корпуса, как в первом приближении. Полученные после перераспределения температур (давлений) параметры растворов и паров по корпусам представлены в табл. V.3.

Таблица V.3. Параметры растворов и паров по корпусам после перераспределения температур

Параметры	Корпус		
	1	2	3
Производительность по испаряемой воде w , кг/с	3,04	3,21	3,47
Концентрация растворов x , %	6,8	11,3	40
Температура греющего пара в 1-й корпус $t_{г1}$, °С	183,2	—	—
Полезная разность температур $\Delta t_{п}$, град	26,36	27,09	32,41
Температура кипения раствора $t_{к} = t_{г} - \Delta t_{п}$, °С	156,84	125,98	87,43
Температура вторичного пара $t_{вп} = t_{к} - (\Delta' + \Delta'')$, °С	154,07	120,84	54,6
Давление вторичного пара $P_{вп}$, МПа	0,5297	0,2004	0,0154
Температура греющего пара $t_{г} = t_{вп} - \Delta'''$, °С	—	153,07	119,84

Рассчитаем тепловые нагрузки (в кВт):

$$Q_1 = 1,03 [11,12 \cdot 3,9 (156,84 - 154,8) + 3,04 (27,62 - 4,19 \cdot 156,84)] = 6515$$

$$Q_2 = 1,03 [8,08 \cdot 3,85 (125,98 - 156,84) + 3,21 (2712 - 4,19 \cdot 125,98)] = 6231$$

$$Q_3 = 1,03 [4,87 \cdot 3,58 (87,43 - 125,98) + 3,47 (2596 - 4,19 \cdot 87,43)] = 7186$$

Расчет коэффициентов теплопередачи, выполненный описанным выше методом, приводит к следующим результатам:

$$K_1 = 2022 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad K_2 = 1870 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \\ K_3 = 1673 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Распределение полезной разности температур:

$$\Delta t_{п1} = 85,86 \frac{\frac{6515}{2022}}{\frac{6515}{2022} + \frac{6231}{1870} + \frac{7186}{1673}} = \\ = 85,86 \frac{3,22}{3,22 + 3,34 + 4,16} = 85,86 \frac{3,22}{10,85} = 25,50 \text{ град}$$

$$\Delta t_{п2} = 85,86 \frac{3,34}{10,85} = 26,43 \text{ град}$$

$$\Delta t_{п3} = 85,86 \frac{4,16}{10,85} = 33,93 \text{ град}$$

Проверка суммарной полезной разности температур:

$$\Sigma \Delta t_{п} = 25,50 + 26,43 + 33,93 = 85,86 \text{ °С}$$

Сравнение полезных разностей температур, полученных во 2-м и 1-м приближениях, приведено ниже:

	Корпус		
	1	2	3
Значения $\Delta t_{п}$ во 2-м приближении, °С	25,5	26,43	33,93
Значения $\Delta t_{п}$ в 1-м приближении, °С	26,36	27,09	32,41

Различия между полезными разностями температур по корпусам в 1-м и 2-м приближениях не превышают 5 %. Если же разница превысит 5 %, необходимо выполнить следующее, 3-е приближение, взяв за основу расчета $\Delta t_{п}$ из 2-го приближения, и т. д., до совпадения полезных разностей температур.

Поверхность теплопередачи выпарных аппаратов:

$$F_1 = \frac{6515 \cdot 000}{2022 \cdot 25,50} = 126,4 \text{ м}^2$$

$$F_2 = \frac{6231 \cdot 000}{1870 \cdot 26,43} = 126,1 \text{ м}^2$$

$$F_3 = \frac{7186 \cdot 000}{1673 \cdot 33,93} = 126,6 \text{ м}^2$$

По ГОСТ 11987—81 [2] выбираем выпарной аппарат со следующими характеристиками (см. Приложение V.2):

Номинальная поверхность теплообмена F_n	160 м ²
Диаметр труб d	38×2 мм
Высота труб H	4 000 мм
Диаметр греющей камеры d_k	1 200 мм
Диаметр сепаратора d_c	2 400 мм
Диаметр циркуляционной трубы $d_{ц}$	700 мм
Общая высота аппарата H_a	13 500 мм
Масса аппарата M_a	12 000 кг

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Толщину тепловой изоляции $\delta_{и}$ находят из равенства удельных тепловых потоков через слой изоляции от поверхности изоляции в окружающую среду

$$\alpha_{в} (t_{ст2} - t_{в}) = \frac{\lambda_{и}}{\delta_{и}} (t_{ст1} - t_{ст2}) \quad (V.21)$$

где $\alpha_{в}$ — коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляционного материала в окружающую среду, Вт/(м²·К) [7]:

$$\alpha_{в} = 9,3 + 0,058 t_{ст2}$$

$t_{ст2}$ — температура изоляции со стороны окружающей среды (воздуха); для аппаратов, работающих в закрытом помещении, выбирается в интервале 35—45 °С, а для аппаратов, работающих на открытом воздухе в зимнее время — в интервале 0—10 °С; $t_{ст1}$ — температура изоляции со стороны аппарата; ввиду незначительного термического сопротивления стенки аппарата по сравнению с термическим сопротивлением слоя изоляции $t_{ст1}$ принимают равной температуре греющего пара $t_{г1}$;

$t_{в}$ — температура окружающей среды (воздуха), °С;

$\lambda_{и}$ — коэффициент теплопроводности изоляционного материала, Вт/(м·К).

Выберем в качестве материала для тепловой изоляции совелит (85 % магнезии + 15 % асбеста) [11], имеющий коэффициент теплопроводности $\lambda_{и} = 0,09$ Вт/(м·К)

$$\alpha_{в} = 9,3 + 0,058 \cdot 40 = 11,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Рассчитаем толщину тепловой изоляции для 1-го корпуса:

$$\delta_{и} = \frac{0,09 (183,2 - 40,0)}{11,6 (40,0 - 20,0)} = 0,055 \text{ м}$$

Принимаем толщину тепловой изоляции 0,055 м и для других корпусов.

3. РАСЧЕТ БАРОМЕТРИЧЕСКОГО КОНДЕНСАТОРА

Для создания вакуума в выпарных установках обычно применяют конденсаторы смешения с барометрической трубой. В качестве охлаждающего агента используют воду, которая подается в конденсатор чаще всего при температуре окружающей среды (около 20 °С). Смесь охлаждающей воды и конденсата выливается из конденсатора по барометрической трубе. Для поддержания постоянства вакуума в системе из конденсатора с помощью вакуум-насоса откачивают неконденсирующиеся газы.

Необходимо рассчитать расход охлаждающей воды, основные размеры (диаметр и высоту) барометрического конденсатора и барометрической трубы, производительность вакуум-насоса.

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ

Расход охлаждающей воды $G_{в}$ определяют из теплового баланса конденсатора:

$$G_{в} = \frac{w_{в} (I_{бк} - c_{в} t_{к})}{c_{в} (t_{к} - t_{н})} \quad (V.22)$$

где $I_{бк}$ — энтальпия паров в барометрическом конденсаторе, Дж/кг; $t_{н}$ — начальная температура охлаждающей воды, °С; $t_{к}$ — конечная температура смеси воды и конденсата, °С.

Разность температур между паром и жидкостью на выходе из конденсатора должна быть 3—5 град. Поэтому конечную температуру воды $t_{к}$ на выходе из конденсатора принимают на 3—5 град ниже температуры конденсации паров:

$$t_{к} = t_{бк} - 3,0 = 53,6 - 3,0 = 50,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тогда

$$G_{в} = \frac{3,47 (2596\,000 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 50,6)}{4,19 \cdot 10^3 (50,6 - 20)} = 64,63 \text{ кг/с}$$

3.2. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА БАРОМЕТРИЧЕСКОГО КОНДЕНСАТОРА

Диаметр барометрического конденсатора $d_{бк}$ определяют из уравнения расхода:

$$d_{бк} = \sqrt{4w_{в}/\rho v} \quad (V.23)$$

где ρ — плотность паров, кг/м³; v — скорость паров, м/с.

При остаточном давлении в конденсаторе порядка 10⁴ Па скорость паров v принимают 15—25 м/с

$$d_{бк} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,47}{0,98 \cdot 3,14 \cdot 20}} = 1,5 \text{ м}$$

По нормальям НИИХИММАШа [12] подбираем конденсатор диаметром, равным расчетному или ближайшему большему. Определяем его основные размеры. Выбираем барометрический конденсатор диаметром $d_{бк} = 1600$ мм (см. Приложение V.5).

3.3. РАСЧЕТ ВЫСОТЫ БАРОМЕТРИЧЕСКОЙ ТРУБЫ

В соответствии с нормальями [12], внутренний диаметр барометрической трубы $d_{бт}$ равен 300 мм. Скорость воды в барометрической трубе $v_{в}$ равна

$$v_{в} = \frac{4(G_{в} + w_{в})}{\rho_{в} \pi d_{бт}^2} = \frac{4(64,63 + 3,47)}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2} = 0,966 \text{ м/с}$$

Высоту барометрической трубы определяют по уравнению

$$H_{бт} = \frac{B}{\rho_{в} g} + \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{H_{бт}}{d_{бт}}\right) \frac{v_{в}^2}{2g} + 0,5 \quad (V.24)$$

где B — вакуум в барометрическом конденсаторе, Па; $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; λ — коэффициент трения в барометрической трубе; $H_{бт}$, $d_{бт}$ — высота и диаметр барометрической трубы, м; 0,5 — запас высоты на возможное изменение барометрического давления, м.

$$B = P_{атм} - P_{бк} = 9,8 \cdot 10^4 - 1,47 \cdot 10^4 = 8,33 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

$$\sum \xi = \xi_{вх} + \xi_{вых} = 0,5 + 1,0 = 1,5$$

где $\xi_{вх}$ и $\xi_{вых}$ — коэффициенты местных сопротивлений на входе в трубу и на выходе из нее.

Коэффициент трения λ зависит от режима течения жидкости. Определим режим течения воды в барометрической трубе:

$$Re = \frac{v_{в} d_{бт} \rho_{в}}{\mu_{в}} = \frac{0,966 \cdot 0,3 \cdot 1000}{0,54 \cdot 10^{-3}} = 536\,000$$

Для гладких труб при $Re = 536\ 000$ коэффициент трения $\lambda = 0,013$ [11]

$$H_{от} = \frac{8,33 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9,8} + \left(1 + 1,5 + 0,013 \frac{H_{от}}{0,3}\right) \frac{0,966^2}{2 \cdot 9,8} + 0,5$$

Отсюда находим $H_{от} = 10,1$ м.

4. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВАКУУМ-НАСОСА

Производительность вакуум-насоса $G_{возд}$ определяется количеством газа (воздуха), который необходимо удалять из барометрического конденсатора:

$$G_{возд} = 2,5 \cdot 10^{-5} (\omega_3 + G_B) + 0,01 \omega_3 \quad (V.25)$$

где $2,5 \cdot 10^{-5}$ — количество газа, выделяющегося из 1 кг воды; 0,01 — количество газа, подсосываемого в конденсатор через неплотности на 1 кг паров.

Тогда

$$G_{возд} = 2,5 \cdot 10^{-5} (3,47 + 64,63) + 0,01 \cdot 3,47 = 36,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Объемная производительность вакуум-насоса равна:

$$V_{возд} = \frac{R (273 + t_{возд}) G_{возд}}{M_{возд} P_{возд}} \quad (V.26)$$

где R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К); $M_{возд}$ — молекулярная масса воздуха, кг/кмоль; $t_{возд}$ — температура воздуха, °С; $P_{возд}$ — парциальное давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе, Па.

Температуру воздуха рассчитывают по уравнению

$$t_{возд} = t_{II} + 4 + 0,1 (t_K - t_{II}) = 20 + 4 + 0,1 (50,6 - 20) = 27 \text{ °С}$$

Давление воздуха равно:

$$P_{возд} = P_{BK} - P_{II}$$

где P_{II} — давление сухого насыщенного пара (Па) [при $t_{возд} = 27 \text{ °С}$].

$$P_{возд} = 0,15 \cdot 9,8 \cdot 10^4 - 0,039 \cdot 9,8 \cdot 10^4 = 1,09 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

Тогда

$$V_{возд} = \frac{8310 (273 + 27) \cdot 36,4 \cdot 10^{-3}}{29 \cdot 1,09 \cdot 10^4} = 0,288 \text{ м}^3/\text{с} \quad (17,3 \text{ м}^3/\text{мин})$$

Зная объемную производительность $V_{возд}$ и остаточное давление P_{BK} , по ГОСТ 1867—57 [13] подбираем вакуум-насос типа ВВН-25 мощностью на валу $N = 48$ кВт (см. Приложение V.6).

В дальнейшем расчету и подбору по нормальям, каталогам и ГОСТам могут подлежать следующие аппараты и их параметры:

- 1) объем и размеры емкостей для исходного и упаренного растворов (см. гл. I);
- 2) требуемый напор и марка насосов (см. гл. I);
- 3) конструкция и поверхность теплообменника-подогревателя (см. гл. II);
- 4) диаметры трубопроводов и штуцеров (см. гл. I);
- 5) конденсатоотводчики (см. гл. II).

Более полно методы расчета, моделирования и оптимизации выпарных установок, включающих аппараты, указанные в Приложении V.1, а также выпарные аппараты других конструкций и вспомогательное оборудование, изложены в специальной литературе [14—21].

5. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ЧИСЛА КОРПУСОВ МНОГОКОРПУСНОЙ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

Экономически оптимальному числу корпусов многокорпусной выпарной установки соответствует минимум приведенных затрат, которые определяются по формуле (II.38). Капитальные затраты K , зависящие от числа корпусов n , складываются из стоимости всех корпусов ($n\Pi_K$), подогревателя исходного раствора (Π_{II}), насоса для подачи исходного раствора (Π_{II}), барометрического конденсатора (Π_{BK}), вакуум-насоса ($\Pi_{ВН}$), арматуры, трубопроводов, вспомогательного оборудования (конденсатоотводчиков) и КИП (Π_a), а также затрат на доставку и монтаж оборудования, подготовку фундамента и площадки (Π_M):

$$K = n\Pi_K + \Pi_{II} + \Pi_{II} + \Pi_{BK} + \Pi_{ВН} + \Pi_a + \Pi_M \quad (V.27)$$

С увеличением n наиболее существенно возрастает стоимость самих корпусов вследствие роста температурных потерь во всей установке и непропорционально быстрого уменьшения полезной разности температур, приходящейся на один корпус. Другие слагаемые капитальных затрат изменяются менее значительно. Стоимость подогревателя и насоса увеличивается, так как с уве-

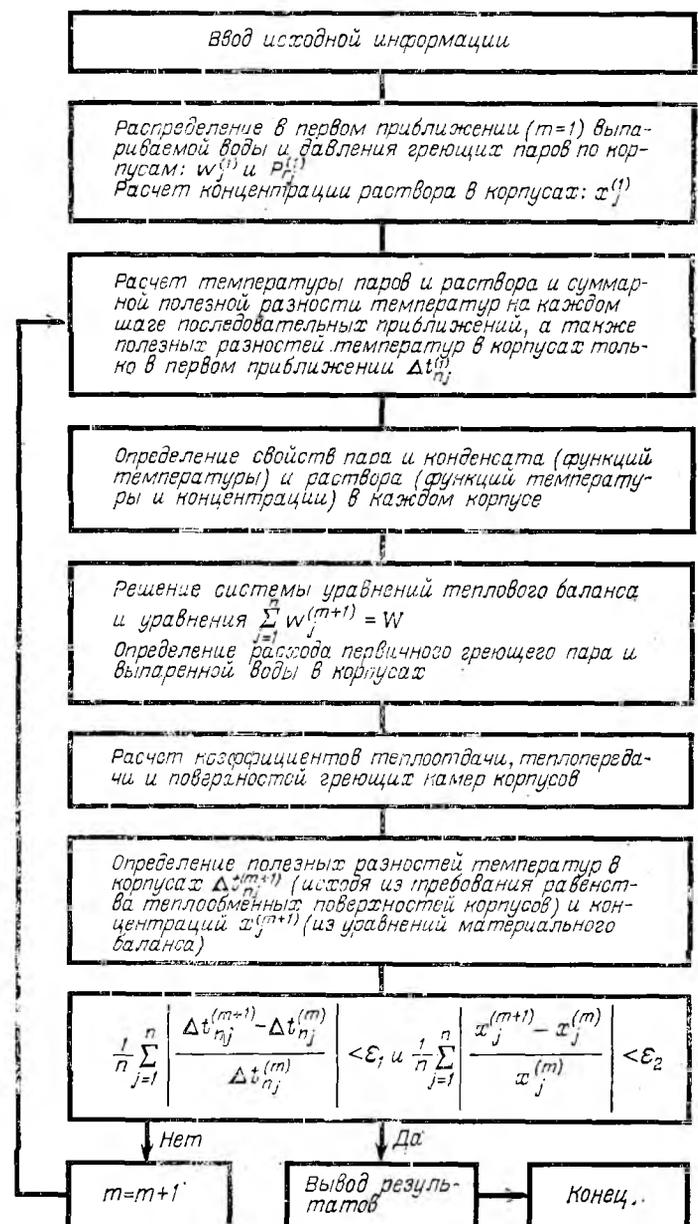


Рис. V.4. Схема расчета прямоточной вакуум-выпарной установки.

личением n растут температура (что приводит к уменьшению средней движущей силы и увеличению тепловой нагрузки в подогревателе) и давление в первом корпусе (что приводит к увеличению потребляемой мощности насоса). Стоимость барометрического конденсатора и вакуум-насоса уменьшается, так как уменьшается количество вторичного пара в последнем корпусе, а также воды и попадающего с ней в конденсатор воздуха. С увеличением числа корпусов растут затраты на арматуру, трубопроводы, КИП и вспомогательное оборудование, а также на доставку и монтаж оборудования. Эти затраты принято определять в долях от стоимости основного оборудования [23]. Для многокорпусной выпарной установки их можно приблизительно принять равными 60—80 % от стоимости корпусов: $C_a + C_m \approx 0,7n C_k$.

Эксплуатационные расходы Θ (в руб/год) включают амортизационные отчисления и затраты на ремонт, определяемые в долях K_a и K_p от капитальных затрат, а также затраты на пар и электроэнергию:

$$\Theta = (K_a + K_p) K + [(D + D_n) C_D + (N_n + N_{вн}) C_3] \tau \quad (V.28)$$

Здесь $K_a = 0,1$; $K_p = 0,05$; $\tau = 8000$ ч/год (число часов работы непрерывнодействующей установки в год). Наибольшие затраты приходится на греющий пар D , подаваемый в первый корпус установки, и пар в подогреватель D_n . С увеличением n достигается существенная экономия только пара на выпаривание, а расход пара на подогрев исходного раствора до температуры кипения даже несколько возрастает вследствие увеличения давления в первом корпусе. Расходы на электроэнергию в установках с естественной циркуляцией раствора в корпусах (только на подачу раствора в первый корпус и поддержание вакуума) незначительны, и ими, как правило, можно пренебречь. В установках с принудительной циркуляцией раствора в корпусах затраты электроэнергии N_n возрастают пропорционально числу корпусов. (Стоимость циркуляционных насосов должна быть включена в стоимость корпусов).

Расчет многокорпусных установок с числом корпусов более трех-четырёх практически невозможен без применения ЭВМ. Схема расчета прямоточной вакуум-выпарной установки с любым большим, чем один, и меньшим, чем предельно возможное, числом корпусов приведена на рис. V.4.

В табл. V.4 приведены результаты определения оптимального числа корпусов по условиям предыдущего примера расчета трехкорпусной выпарной установки для упаривания раствора КОИ в аппаратах с естественной циркуляцией и кипением раствора в трубках. Расчет выполнен на ЭВМ НАИРИ 3—1. Предельно допустимым считалось число корпусов, при котором наименьшая полезная разность температур (в первом корпусе) становилась меньше 5°C .

Номинальная поверхность теплопередачи корпусов F_n и их масса M определены по каталогу [4]. Массу труб $M_{тр}$ в греющих камерах можно приблизительно определить по уравнению:

$$M_{тр} = F \delta_{тр} \rho_{ст} = 0,002 \cdot 7850 F = 15,7 F$$

где $\delta_{тр}$ — толщина труб, м; $\rho_{ст}$ — плотность стали, кг/м³.

Цена единицы массы аппарата C_k [11—16] определена по табл. II.18 для стали X18H10T. Цена греющего пара C_D мо-

жет быть принята равной 3 руб. за тонну [23]. Приведенные затраты рассчитаны для нормативного срока окупаемости $T_n = 5$ лет с учетом стоимости только корпусов (а также зависящих от нее затрат на трубопроводы, арматуру, КИП, вспомогательное оборудование, доставку и монтаж) и стоимости пара. В соответствии с формулами (II.38), (V.27), (V.28) получим (в руб/год):

$$\Pi = \left(\frac{1}{5} + 0,1 + 0,05 \right) (n C_k + 0,7n C_k) + 3,6 (D + D_n) C_D \tau \quad (V.29)$$

Результаты технико-экономических расчетов приведены ниже:

	Число корпусов n					
	3	4	5	6	7	8
F_n , м ²	125	200	200	200	200	250
$M \cdot 10^{-3}$, кг	8,24	12,6	12,6	12,6	12,6	16,93
C_k , руб/кг	1,675	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620
$C_k \cdot 10^{-3}$, руб.	13,8	20,44	20,44	20,44	20,44	27,4
$0,35 \cdot 1,7n C_k \cdot 10^{-3}$, руб. год	24,7	49,6	60,6	73,0	85,0	130,2
$3,6(D + D_n) C_D \tau \times 10^{-3}$, руб/год	540,0	474,0	434,0	407,0	388,0	372,8
$\Pi \cdot 10^{-3}$, руб/год	564,7	523,6	494,6	480,0	473,0	503,0

Результаты расчетов показывают, что экономически оптимальной является установка из семи корпусов, причем экономия по сравнению с трехкорпусной составляет 91,7 тыс. руб в год, или 16,3 %.

Таблица V.4. К определению оптимального числа корпусов выпарной установки

Параметры	Число корпусов					
	3	4	5	6	7	8
Минимальная полезная разность температур $\Delta t_{пл}$, $^\circ\text{C}$	25,3	16,8	11,8	8,6	6,5	5,0
Поверхность греющей камеры в каждом корпусе F , м ²	133	143	156	175	199	234
Расход пара на выпаривание D , кг/с	3,24	2,29	1,73	1,37	1,11	0,92
Температура вторичного пара в первом корпусе $t_{в1}$, $^\circ\text{C}$	156,8	165,3	169,6	172,1	173,6	174,2
Расход пара D_n на подогрев раствора от 20°C до $t_n = t_{к1}$, кг/с	3,01	3,20	3,29	3,35	3,38	3,39

П Р И Л О Ж Е Н И Я

Приложение 1. Типы выпарных трубчатых аппаратов (по ГОСТ 11987—81)

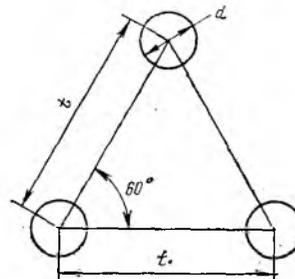
Типы и назначение выпарных аппаратов

Тип	Наименование	Исполнение	Назначение
1	Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией	1 — с соосной двухходовой греющей камерой	Упаривание растворов, не образующих осадка на греющих трубках, а также при незначительных накипеобразованиях на трубках, удаляемых промывкой
		2 — с вынесенной греющей камерой	Упаривание растворов, выделяющих незначительный осадок, удаляемый механическим способом
		3 — с соосной греющей камерой и солеотделением	Упаривание растворов, выделяющих кристаллы и образующих осадок, удаляемый промывкой
2	Выпарные трубчатые аппараты с принудительной циркуляцией	1 — с вынесенной греющей камерой	Упаривание вязких растворов или выделяющих осадок на греющих трубках, удаляемый механическим способом
		2 — с соосной греющей камерой	Упаривание вязких чистых растворов, не выделяющих осадок, а также при незначительных накипеобразованиях на трубках, удаляемых промывкой
3	Выпарные трубчатые аппараты пленочные	1 — с восходящей пленкой	Упаривание пенящихся растворов
		2 — со стекающей пленкой	Упаривание вязких и термостойких растворов

Шаг и размещение трубок в греющих камерах должны соответствовать размерам, указанным ниже:

Диаметр трубки d , мм
38
57

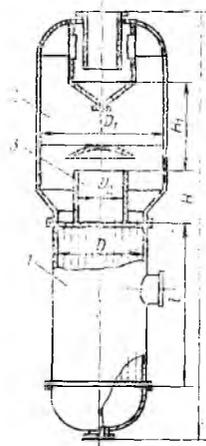
Шаг разбивки t , мм
48
70



Приложение 2. Основные размеры выпарных аппаратов (по ГОСТ 11987—81)

Выпарной аппарат с естественной циркуляцией и соосной двухходовой греющей камерой (тип 1, исполнение 1)

Техническая характеристика (размеры в мм)

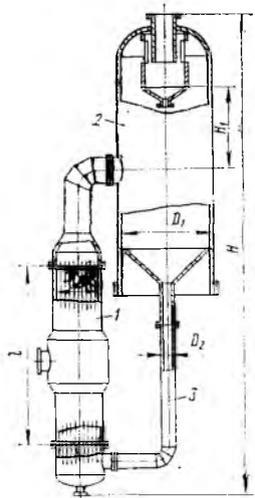


Выпарной аппарат (тип 1, исполнение 1):
1 — греющая камера; 2 — сепаратор; 3 — распределительная камера.

	Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38×2 и длине		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг не более
	l = 3000	l = 4000					
10	—	—	400	600	250	10 500	1 000
16	—	—	600	800	300	10 500	1 200
25	—	—	600	1000	400	11 000	2 200
40	—	—	800	1200	500	11 000	3 000
63	—	—	1000	1400	600	11 500	4 800
100	—	—	1000	1800	700	11 500	6 000
—	160	—	1200	2400	1200	12 500	8 600
—	250	—	1400	3000	1400	12 500	13 000
—	400	—	1800	3800	1800	12 500	21 000

Примечания. 1. Высота парового пространства H_1 — не более 2000 мм. 2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа.

Выпарной аппарат с естественной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 1, исполнение 2).



Выпарной аппарат (тип 1, исполнение 2):

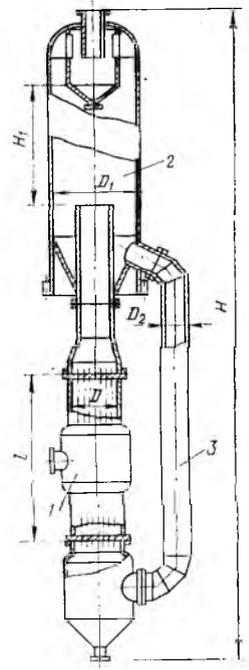
1 — греющая камера; 2 — сепаратор; 3 — циркуляционная труба.

Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38×2 и длине		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более
l = 4000	l = 5000					
10	—	400	600	200	12 000	1 700
16	—	400	800	250	12 000	2 500
25	—	600	1000	300	12 500	3 000
40	—	600	1200	400	12 500	4 700
63	—	800	1600	500	13 000	7 500
100	112	1000	1800	600	13 000	8 500
125	140	1000	2200	700	13 500	11 500
160	180	1200	2400	700	13 500	12 000
200	224	1200	2800	800	14 500	14 800
250	280	1400	3200	900	14 500	15 000
315	355	1600	3600	1000	15 000	21 000
—	400	1600	3800	1000	15 000	26 500
—	450	1600	4000	1000	15 000	31 800
—	500	1600	4500	1200	16 500	33 000
—	560	1800	4500	1200	17 000	38 300
—	630	1800	5000	1200	17 000	40 000
—	710	2000	5000	1400	18 000	50 000
—	800	2000	5600	1400	18 000	55 000

Примечания. 1. Высота парового пространства H₁ — не более 2500 мм. 2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,0 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа.

Выпарной аппарат с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой и солеотделением (тип 1, исполнение 3).



Выпарной аппарат (тип 1, исполнение 3):

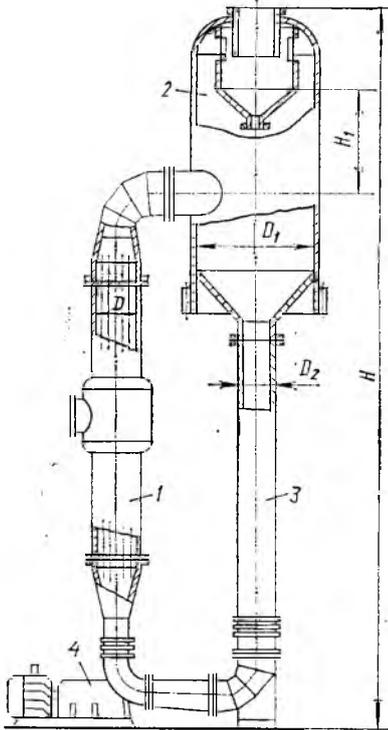
1 — греющая камера; 2 — сепаратор; 3 — циркуляционная труба.

Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38×2 и длине		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более
l = 4000	l = 6000					
10	—	400	600	200	14 500	1 900
16	—	400	800	250	14 500	2 500
25	—	600	1000	300	14 500	2 700
40	50	600	1200	400	15 500	3 000
63	80	800	1600	500	15 500	3 500
100	112	1000	1800	600	15 500	5 200
125	140	1000	2200	700	16 000	10 000
160	180	1200	2400	700	16 000	12 500
200	224	1200	2800	800	16 000	15 000
250	280	1400	3200	900	16 500	20 000
315	355	1600	3600	1000	17 500	23 000
—	400	1600	3800	1000	17 500	30 000
—	450	1600	4000	1000	18 000	31 500
—	500	1600	4500	1200	18 000	33 000
—	560	1600	4500	1200	18 000	40 000
—	630	1800	5000	1200	19 000	43 500
—	710	1800	5600	1400	19 000	48 500
—	800	2000	5600	1400	19 000	50 000

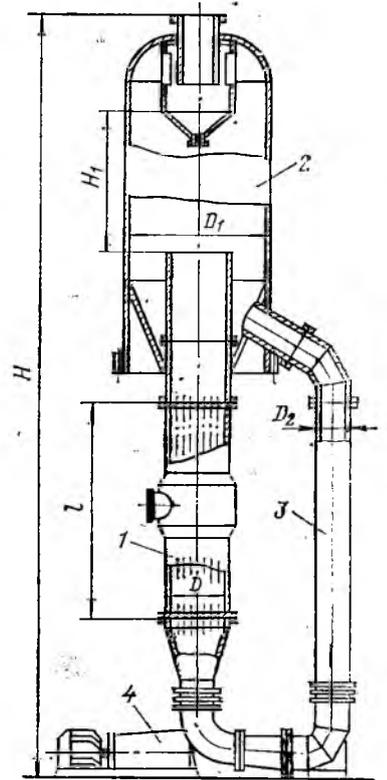
Примечания. 1. Высота парового пространства H₁ — не более 2500 мм. 2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,6 МПа.

Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 2, исполнение 1).



Выпарной аппарат (тип 2, исполнение 1):
1 — греющая камера; 2 — сепаратор; 3 — циркуляционная труба; 4 — электронасосный агрегат.

Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией и соосной греющей камерой (тип 2, исполнение 2)



Выпарной аппарат (тип 2, исполнение 2):
1 — греющая камера; 2 — сепаратор; 3 — циркуляционная труба; 4 — электронасосный агрегат.

Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38×2 и длине l = 6000	Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более
25	400	1200	200	19 000	6 000
40	600	1400	250	19 000	6 600
63	600	1900	400	19 000	8 300
100	800	2200	500	21 000	11 300
125	800	2600	500	21 000	13 000
160	1000	2800	600	21 000	15 500
200	1000	3000	600	23 500	19 100
250	1200	3400	700	23 500	26 500
315	1200	3800	800	23 500	29 800
400	1400	4000	900	25 000	32 000
500	1600	4500	1000	25 000	42 000
630	1800	5000	1000	25 000	55 000
800	2000	5600	1200	25 500	62 000
1000	2200	6300	1400	25 500	65 000

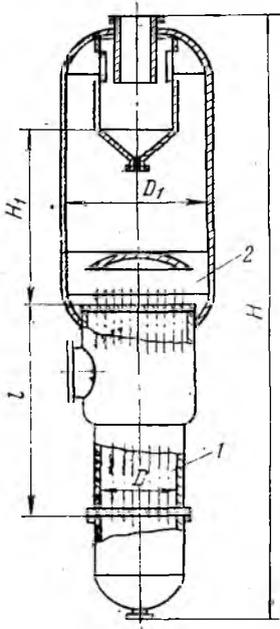
Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38×2 и длине l = 6000	Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более
25	400	1000	200	19 500	6 200
40	600	1200	250	19 500	7 000
63	600	1600	400	19 500	9 500
100	800	1800	500	21 500	14 500
125	800	2200	500	21 500	15 500
160	1000	2400	600	21 500	20 000
200	1000	2800	600	24 500	22 500
250	1200	3200	700	24 500	28 000
315	1200	3600	800	24 500	36 000
400	1400	3800	900	26 000	44 500
500	1600	4000	1000	26 000	55 500
630	1800	4500	1000	26 000	69 500
800	2000	5000	1200	26 500	87 500
1000	2200	5600	1400	26 500	112 000

Примечания 1. Высота парового пространства H₁ — не более 3000 мм. 2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа.

Примечания 1. Высота парового пространства H₁ — не более 3000 мм. 2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,6 МПа.

Выпарной аппарат с восходящей пленкой (тип 3, исполнение 1).



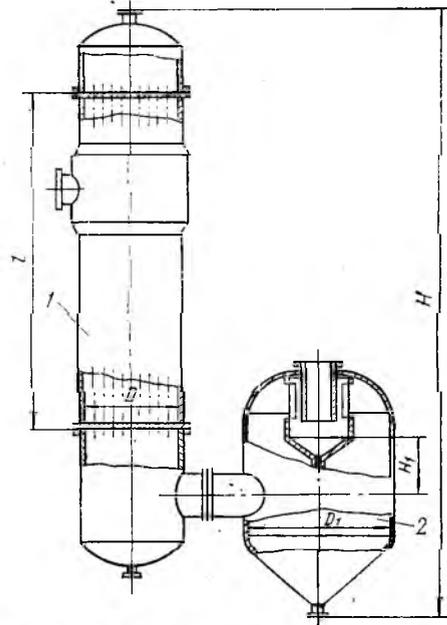
Выпарной аппарат (тип 3, исполнение 1):
1 — греющая камера; 2 — сепаратор.

Техническая характеристика (размеры, мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ²		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более	
при диаметре трубы 38 × 2 и длине	при диаметре трубы 57 × 2,5 и длине					
l = 5000	l = 7000	l = 7000				
10	—	10	400	600	11 000	2 200
16	—	16	400	800	11 000	3 000
25	—	25	600	1 000	11 000	3 600
40	—	40	600	1 200	11 000	4 400
63	—	63	800	1 400	12 000	5 000
100	—	100	800	1 800	12 000	7 000
125	—	125	1000	2 200	12 000	9 000
160	—	160	1000	2 400	12 000	10 000
200	—	200	1200	2 800	12 500	11 500
224	—	224	1200	2 800	12 500	12 000
250	—	250	1200	3 000	12 500	13 000
280	—	280	1400	3 200	12 500	14 000
315	—	315	1400	3 400	13 000	15 000
355	—	355	1400	3 600	13 000	18 500
400	—	400	1600	3 800	13 000	20 000
450	—	450	1600	4 000	13 500	22 500
500	—	500	1800	4 500	13 500	24 000
560	—	560	1800	4 500	13 500	26 000
630	—	630	1800	5 000	14 000	29 000
710	—	710	2000	5 000	14 000	31 000
800	—	800	2200	5 600	14 500	37 800
—	—	900	2200	5 600	14 500	40 500
—	1000	—	2000	6 300	14 500	42 600
—	—	1120	2400	6 300	15 000	45 400
—	1250	—	2200	6 300	15 000	51 900
—	—	1400	2800	7 000	16 000	60 300
—	1600	—	2400	7 500	16 000	70 200
—	—	1800	3000	8 000	16 500	75 000
—	2000	—	2800	8 500	16 500	83 000
—	—	2240	3200	9 000	17 000	90 000
—	2500	—	3000	9 500	17 000	103 000
—	2800	—	3200	10 000	18 000	120 000
—	3150	—	3400	10 000	18 000	130 000

Примечания. 1. Высота парового пространства H₁ — не более 3500 мм. 2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — 0,0054 до 1,6 МПа.

Выпарной аппарат со стекающей пленкой (тип 3, исполнение 2).



Выпарной аппарат (тип 3, исполнение 2):
1 — греющая камера; 2 — сепаратор.

Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38 × 2 и длине		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Высота аппарата H, не более	Высота парового пространства H ₁ , не более	Масса аппарата, кг, не более
l = 4000	l = 6000					
10	12,5	400	600	9 000	1500	1 500
16	20	400	800	9 000	1500	2 000
25	31,5	600	1000	9 500	1500	2 900
40	50	600	1200	9 500	1500	3 600
63	80	800	1600	10 500	1500	5 800
100	112	1000	1800	12 000	2000	8 800
125	140	1000	2200	12 000	2000	10 000
160	180	1200	2400	12 500	2000	13 000
200	224	1200	2800	12 500	2000	15 000
250	280	1400	3200	13 500	2000	20 000
315	355	1600	3600	15 000	2000	23 500
—	400	1600	3800	15 000	2000	30 500
—	450	1600	4000	16 000	2000	32 500
—	500	1600	4500	16 000	2000	35 500
—	560	1600	4500	16 000	2000	40 000
—	630	1800	5000	17 000	2000	45 500
—	710	1800	5000	17 000	2000	51 000
—	800	2000	5600	18 000	2000	58 500

Примечание. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа.

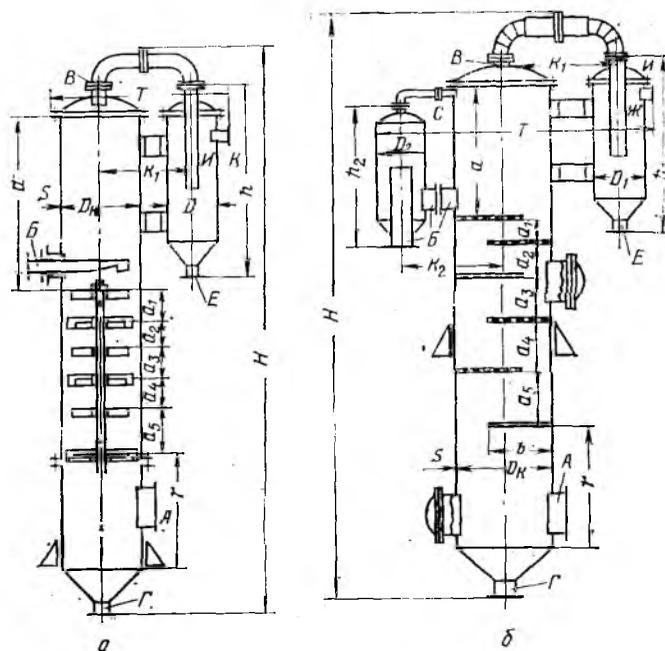
Приложение 3. Поверхностное натяжение σ , плотность ρ и вязкость μ некоторых водных растворов при различных концентрациях (в % масс.) и температурах раствора

Растворенное вещество	Температура, °C	σ , Н/м (при $t = \text{var}$)				Концентрация	μ , мПа·с			
		ρ , кг/м ³ (при $t = \text{const} = 20$ °C)					20 °C	30 °C	40 °C	50 °C
		5 %	10 %	20 %	50 %					
NaOH	20	$74,6 \cdot 10^{-3}$	$77,3 \cdot 10^{-3}$	$85,8 \cdot 10^{-3}$	—	5	1,3	1,05	0,85	—
	20	1054	1109	1219	1525	15	2,78	2,10	1,65	—
		25	7,42	5,25	3,86	—	—	—	—	—
NaCl	18	$74,0 \cdot 10^{-3}$	$75,5 \cdot 10^{-3}$	—	—	5	1,07	0,87	0,71	0,51
	20	1034	1071	1148	—	15	1,34	1,07	0,89	0,64
		25	1,86	—	—	—	—	—	—	—
Na ₂ SO ₄	18	$73,8 \cdot 10^{-3}$	$75,2 \cdot 10^{-3}$	—	—	10	1,29	—	—	—
	20	1044	1092	1192	—		—	—	—	—
	NaNO ₃	30	$72,1 \cdot 10^{-3}$	$72,8 \cdot 10^{-3}$	$74,7 \cdot 10^{-3}$	$79,8 \cdot 10^{-3}$	10	1,07	0,88	0,72
20		1032	1067	1143	—	20	1,18	1,03	0,86	0,62
		30	1,33	1,3	1,17	0,79	—	—	—	—
KCl	18	$73,6 \cdot 10^{-3}$	$74,8 \cdot 10^{-3}$	$77,3 \cdot 10^{-3}$	—	5	0,99	0,8	0,66	0,48
	20	1030	1063	1133	—	15	1,0	0,83	0,69	0,52
		20	1,02	0,85	0,72	0,54	—	—	—	—
K ₂ CO ₃	10	$75,8 \cdot 10^{-3}$	$77,0 \cdot 10^{-3}$	$79,2 \cdot 10^{-3}$	$106,4 \cdot 10^{-3}$	—	—	—	—	—
	20	1044	1090	1190	1540	—	—	—	—	—
	NH ₄ NO ₃	100	$59,2 \cdot 10^{-3}$	$60,1 \cdot 10^{-3}$	$61,6 \cdot 10^{-3}$	$67,5 \cdot 10^{-3}$	10	0,96	0,79	0,66
20		1019	1040	1038	1226	30	1,0	0,84	0,73	0,57
		50	1,33	1,14	0,99	0,77	—	—	—	—
MgCl ₂	18	$73,8 \cdot 10^{-3}$	—	—	—	10	1,5	—	—	—
	20	1040	1082	1171	—	20	2,7	—	—	—
		35	10,1	—	—	—	—	—	—	—
NH ₄ Cl	18	$73,3 \cdot 10^{-3}$	$74,5 \cdot 10^{-3}$	—	—	—	—	—	—	—
	20	1014	1029	1057	—	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—	—	—	—
KOH	20	1045	1092	1188	—	—	—	—	—	—
CaCl ₂	18	$73,7 \cdot 10^{-3}$	—	—	—	10	1,5	—	—	—
	20	1014	1084	1178	—	20	2,7	—	—	—
		35	10,1	—	—	—	—	—	—	—

Приложение 4. Температурные депрессии водных растворов при атмосферном давлении

Растворенное вещество	Концентрация раствора, % (масс.)										
	10	20	30	35	40	45	50	55	60	70	80
CaCl ₂	1,5	4,5	10,5	14,3	19,0	24,3	30,0	36,5	43,0	60,0	—
Ca(NO ₃) ₂	1,1	2,5	4,3	5,4	6,7	8,3	10,0	13,2	17,2	31,2	49,2
CuSO ₄	0,3	0,6	1,4	2,1	3,1	4,2	—	—	—	—	—
FeSO ₄	0,3	0,7	1,3	1,6	—	—	—	—	—	—	—
KCl	1,3	3,3	6,1	8,0	—	—	—	—	—	—	—
KNO ₃	0,9	2,0	3,2	3,8	4,5	5,2	6,1	7,2	8,5	11,6	—
KOH	2,2	6,0	12,2	17,0	23,6	33,0	45,0	60,4	78,8	126,5	190,3
K ₂ CO ₃	0,8	2,2	4,4	6,0	8,0	10,9	14,6	19,0	24,0	—	—
MgCl ₂	2,0	6,6	15,4	22,0	—	—	—	—	—	—	—
MgSO ₄	0,7	1,7	3,4	4,8	7,0	—	—	—	—	—	—
NH ₄ Cl	2,0	4,3	7,6	9,6	11,6	14,0	—	—	—	—	—
NH ₄ NO ₃	1,1	2,5	4,0	5,1	6,3	7,5	9,1	11,0	13,2	19,0	28,0
(NH ₄) ₂ SO ₄	0,7	1,6	2,9	3,7	4,7	5,9	7,7	—	—	—	—
NaCl	1,9	4,9	9,6	—	—	—	—	—	—	—	—
NaNO ₃	1,2	2,6	4,5	5,6	6,8	8,4	10,0	12,0	—	—	—
NaOH	2,8	8,2	17,0	22,0	28,0	35,0	42,2	50,6	59,6	79,6	106,6
Na ₂ CO ₃	1,1	2,4	4,2	5,3	—	—	—	—	—	—	—
Na ₂ SO ₄	0,8	1,8	2,8	—	—	—	—	—	—	—	—

Приложение 5. Основные размеры барометрических конденсаторов



Барометрические конденсаторы:

a — с концентрическими полками (изготавливаются диаметром 500 и 600 мм); *б* — с сегментными полками (изготавливаются диаметром 800—2000 мм).

Размеры	Внутренний диаметр конденсатора $d_{БК}$, мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Толщина стенки аппарата S	5	5	5	6	6	6	10
Расстояние от верхней полки до крышки аппарата a	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Расстояние от нижней полки до днща аппарата r	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Ширина полки b	—	—	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями конденсатора и ловушки	675	725	950	1100	1200	1450	1650
K_1	—	—	835	935	1095	1355	1660
K_2	—	—	—	—	—	—	—
Высота установки H	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Диаметр ловушки D	400	400	500	500	600	800	800
Высота ловушки h	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
Диаметр ловушки D_1	—	—	400	500	500	600	800
Высота ловушки h_1	—	—	1350	1350	1400	1450	1550
Расстояние между полками:							
a_1	220	260	200	250	300	400	500
a_2	260	300	260	320	400	500	650
a_3	320	360	320	400	480	640	800
a_4	360	400	380	475	575	750	950
a_5	390	430	440	550	660	880	1070
Условные проходы штуцеров:							
для входа пара (А)	300	350	350	400	450	600	800
для входа воды (Б)	100	125	200	200	250	300	400
для выхода парогазовой смеси (В)	80	100	125	150	200	200	250
для барометрической трубы (Г)	125	150	200	200	250	300	400
воздушник (С)	—	—	25	25	25	25	25
для входа парогазовой смеси (И)	80	100	180	150	260	200	250
для выхода парогазовой смеси (К)	50	70	80	100	150	200	250
для барометрической трубы (Е)	50	50	70	70	80	80	100

Приложение 6. Техническая характеристика вакуум-насосов типа ВВН

Типоразмер	Остаточное давление, мм рт. ст.	Производительность, м ³ /мин	Мощность на валу, кВт	Типоразмер	Остаточное давление, мм рт. ст.	Производительность, м ³ /мин	Мощность на валу, кВт
ВВН-0,75	110	0,75	1,3	ВВН-12	23	12	20
ВВН-1,5	110	1,5	2,1	ВВН-25	15	25	48
ВВН-3	75	3	6,5	ВВН-50	15	50	94
ВВН-6	38	6	12,5				

ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов. Л., Химия, 1976. 552 с.
2. ГОСТ 11987—81. Аппараты выпарные трубчатые.
3. Справочник химика. М.—Л., Химия, т. III, 1962, 1006 с., т. V., 1966, 974 с.
4. Каталог УКРНИИХИММАШа. Выпарные аппараты вертикальные трубчатые общего назначения. М., ЦИНТИХИМ-НЕФТЕМАШ, 1979. 38 с.
5. Мищенко К. П., Полторацкий Г. М. Термодинамика и строение водных и неводных растворов электролитов. Изд. 2-е, Л., Химия, 1976. 328 с.
6. Воробьева Г. Я. Коррозионная стойкость материалов в агрессивных средах химических производств. Изд. 2-е, М., Химия, 1975. 816 с.
7. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 9-е, М., Химия, 1973. 750 с.
8. Викторов М. М. Методы вычисления физико-химических величин и прикладные расчеты. Л., Химия, 1977. 360 с.
9. Чернышов А. К., Полавацкий К. Л., Заичко Н. Д. Сборник номограмм для химико-технологических расчетов. Л., Химия, 1974. 200 с.
10. Тананайко Ю. М., Воронцов Е. Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. Киев, Техніка, 1975. 312 с.
11. Теплотехнический справочник. Т. 2. М., Энергия, 1972. 896 с.
12. ОСТ 26716—73. Барометрические конденсаторы.
13. ГОСТ 1867—57. Вакуум-насосы низкого давления.
14. Калач Т. А., Радун Д. В. Выпарные станции. М., Машгиз, 1963. 400 с.
15. Чернобыльский И. И. Выпарные установки. Киев, изд. Киевского университета, 1960. 262 с.
16. Лебедев П. Д., Щукин А. А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. М., Энергия, 1970. 408 с.
17. Таубман Е. И. Расчет и моделирование выпарных установок. М., Химия, 1970. 216 с.
18. Олевский В. М., Ручинский В. Р. Роторно-пленочные тепло- и массообменные аппараты. М., Химия, 1977. 206 с.
19. Удыма П. Г. Аппараты с погружными горелками. М., Машиностроение, 1965. 192 с.
20. Попов Н. П. Выпарные аппараты в производстве минеральных удобрений. М., Химия, 1974. 126 с.
21. Кичигин М. А., Костенко Г. Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки. М., Госэнергоиздат, 1955. 392 с.
22. Лащинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Л., Машиностроение, 1970. 752 с.
23. Кувшинский М. Н., Соболева А. П. Курсовое проектирование по предмету «Процессы и аппараты химической промышленности». М., Высшая школа, 1980. 223 с.

ГЛАВА VI

АБСОРБЦИОННАЯ УСТАНОВКА

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — удельная поверхность, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
 D — коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$;
 d — диаметр, м;
 F — поверхность массопередачи, м^2 ;
 G — расход инертного газа, $\text{кг}/\text{с}$;
 g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;
 H, h — высота, м;
 K — коэффициент массопередачи;
 L — расход поглотителя, $\text{кг}/\text{с}$;
 M — масса вещества, передаваемого через поверхность массопередачи в единицу времени, $\text{кг}/\text{с}$;
 $M_{\text{бу}}$ — мольная масса бензольных углеводородов, $\text{кг}/\text{кмоль}$;
 m — коэффициент распределения;
 P — давление, МПа;
 T — температура, К;
 U — плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$;
 w — скорость газа, $\text{м}/\text{с}$;
 x — концентрация жидкости;
 y — концентрация газа;
- $\Delta \bar{X}_{\text{ср}}$ — средняя движущая сила абсорбции по жидкой фазе, $\text{кг}/\text{кг}$;
 $\Delta \bar{Y}_{\text{ср}}$ — средняя движущая сила абсорбции по газовой фазе, $\text{кг}/\text{кг}$;
 β — коэффициент массоотдачи;
 ε — свободный объем, $\text{м}^3/\text{м}^3$;
 ρ — плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 μ — вязкость, Па·с;
 λ — коэффициент трения;
 σ — поверхностное натяжение, Н/м;
 ψ — коэффициент смачиваемости;
 ξ — коэффициент сопротивления;
 Re — критерий Рейнольдса;
 Fr — критерий Фруда;
 Gc — критерий гидравлического сопротивления;
 Nu — диффузионный критерий Нуссельта;
 Pr' — диффузионный критерий Прандтля.
- Индексы:
 k — конечный параметр;
 n — начальный параметр;
 x — жидкая фаза;
 y — газовая фаза;
 ср — средняя величина;
 0 — при нормальных условиях;
 v — вода;
 $*$ — равновесный состав.

ВВЕДЕНИЕ

Области применения абсорбционных процессов в промышленности весьма обширны: получение готового продукта путем поглощения газа жидкостью, разделение газовых смесей на составляющие их компоненты, очистка газов от вредных примесей, улавливание ценных компонентов из газовых выбросов.

Различают физическую абсорбцию и хемосорбцию. При физической абсорбции растворение газа в жидкости не сопровождается химической реакцией или, по крайней мере, влиянием этой реакции на скорость процесса можно пренебречь. Вследствие этого физическая абсорбция не сопровождается тепловым эффектом. Если в этом случае начальные потоки газа и жидкости незначительно различаются по температуре, то такую абсорбцию можно рассматривать как изотермическую. С этого наиболее простого случая начнем рассмотрение расчета процесса абсорбции.

Основная сложность, с которой встречаются студенты при проектировании абсорберов, заключается в правильном выборе расчетных закономерностей для определения кинетических коэффициентов из большого числа различных, порой противоречивых, зависимостей, представленных в технической литературе. Расчеты по этим уравнениям, обычно справедливым для частных случаев, приводят зачастую к различающимся, а иногда к заведомо неверным результатам. Рекомендуем здесь уравнения выбраны после тщательного анализа и сравнительных расчетов в широком интервале переменных, проверки адекватности расчетных данных с опытными, полученными на реальных системах.

В данной главе приведены примеры расчетов насадочного и тарельчатого абсорберов по основному кинетическому уравнению массопередачи. Другие методы рассмотрены в главе VII на примере расчета ректификационных колонных аппаратов.

На рис. VI.1 дана схема абсорбционной установки. Газ на абсорбцию подается газодувкой 1 в нижнюю часть колонны 2, где равномерно распределяется перед поступлением на контактный элемент (насадку или тарелки). Абсорбент из промежуточной емкости 9 насосом 10 подается в верхнюю часть колонны и равномерно распределяется по поперечному сечению абсорбера с помощью оросителя 4. В колонне осуществляется противоточное взаимодействие газа и жидкости. Очищенный газ, пройдя брызгоотбойник 3, выходит из колонны. Абсорбент стекает через гидрозатвор в промежуточную емкость 13, откуда насосом 12 направляется на регенерацию в десорбер 7, после предварительного подогрева в теплообменнике-рекуператоре 11. Исчерпывание поглощенного компонента из абсорбента производится в кубе 8, обогреваемом, как правило, насыщенным водяным па-

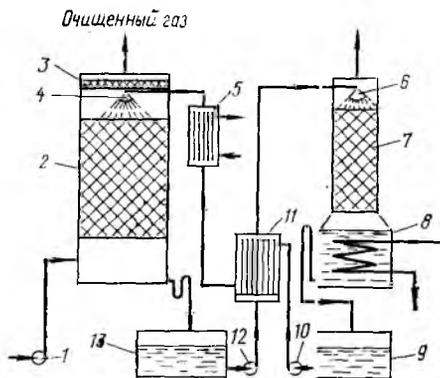


Рис. VI.1. Принципиальная схема абсорбционной установки:

1 — вентилятор (газодувка); 2 — абсорбер; 3 — брызгоотбойник; 4, 6 — оросители; 5 — холодильник; 7 — десорбер; 8 — куб десорбера; 9, 13 — емкости для абсорбента; 10, 12 — насосы; 11 — теплообменник-рекуператор.

ром. Перед подачей на орошение колонны абсорбент, пройдя теплообменник-рекуператор 11, дополнительно охлаждается в холодильнике 5.

Задание на проектирование. Рассчитать абсорбер для улавливания бензолных углеводородов из коксового газа каменноугольным маслом при следующих условиях:

1. Производительность по газу при нормальных условиях $V_0 = 13,9 \text{ м}^3/\text{с}$.

2. Концентрация бензолных углеводородов в газе при нормальных условиях:

на входе в абсорбер $y_n = 35 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$;

на выходе из абсорбера $y_k = 2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$.

3. Содержание углеводородов в поглотительном масле, подаваемом в абсорбер, $x_n = 0,15 \%$ (масс.).

4. Абсорбция изотермическая, средняя температура потоков в абсорбере $t = 30^\circ\text{C}$.

5. Давление газа на входе в абсорбер $P = 0,119 \text{ МПа}$.

Улавливание бензолных углеводородов из коксового газа каменноугольным маслом представляет собой процесс многокомпонентной абсорбции, когда из газа одновременно поглощается смесь компонентов — бензол, толуол, ксилол и растворители. Инертная часть коксового газа также состоит из многих компонентов — H_2 , CH_4 , CO , N_2 , CO_2 , O_2 , NH_3 , H_2 и др. Сложным является и состав каменноугольного масла, представляющего собой смесь ароматических углеводородов (двух- и трехкольчатых) и гетероциклических соединений с примесью фенолов.

Для упрощения приведенных ниже расчетов газовая смесь и поглотитель рассматриваются как бинарные, состоящие из распределяемого компонента (бензолные углеводороды) и инертной части (носителей); физические свойства их приняты осредненными.

Для линеаризации уравнения рабочей линии абсорбции составы фаз выражают в относительных концентрациях распределяемого компонента, а нагрузки по фазам — в расходах инертного носителя. В приведенных ниже расчетах концентрации выражены в относительных массовых долях распределяемого компонента, а нагрузки — в массовых расходах носителей.

1. РАСЧЕТ НАСАДОЧНОГО АБСОРБЕРА

Геометрические размеры колонного массообменного аппарата определяются в основном поверх-

ностью массопередачи, необходимой для проведения данного процесса, и скоростями фаз.

Поверхность массопередачи может быть найдена из основного уравнения массопередачи [1]:

$$F = \frac{M}{K_x \Delta X_{\text{ср}}} = \frac{M}{K_y \Delta Y_{\text{ср}}} \quad (\text{VI.1})$$

где K_x , K_y — коэффициенты массопередачи соответственно по жидкой и газовой фазам, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССЫ ПОГЛОЩАЕМОГО ВЕЩЕСТВА И РАСХОДА ПОГЛОТИТЕЛЯ

Массу переходящих из газовой смеси в поглотитель бензолных углеводородов M находят из уравнения материального баланса:

$$M = G(\bar{Y}_n - \bar{Y}_k) = L(\bar{X}_k - \bar{X}_n) \quad (\text{VI.2})$$

где L , G — расходы соответственно чистого поглотителя и инертной части газа, $\text{кг}/\text{с}$; \bar{X}_n , \bar{X}_k — начальная и конечная концентрации бензолных углеводородов в поглотительном масле, $\text{кг БУ}/\text{кг М}$; \bar{Y}_n , \bar{Y}_k — начальная и конечная концентрации бензолных углеводородов в газе, $\text{кг БУ}/\text{кг Г}$.

Пересчитаем концентрации и нагрузки по фазам для получения выбранной для расчета размерности:

$$\bar{Y}_n = \frac{y_n}{\rho_{0y} - y_n} \quad \bar{X}_n = \frac{x_n}{100 - x_n} \quad (\text{VI.3})$$

где ρ_{0y} — средняя плотность коксового газа при нормальных условиях [2].

$$\bar{Y}_n = \frac{35 \cdot 10^{-3}}{0,44 - 35 \cdot 10^{-3}} = 0,0864 \text{ кг БУ}/\text{кг Г}$$

$$\bar{Y}_k = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{0,44 - 2 \cdot 10^{-3}} = 0,0045 \text{ кг БУ}/\text{кг Г}$$

$$\bar{X}_n = \frac{0,15}{100 - 0,15} \approx 0,0015 \text{ кг БУ}/\text{кг М}$$

Конечная концентрация бензолных углеводородов в поглотительном масле \bar{X}_k обуславливает его расход, который, в свою очередь, влияет на размеры абсорбера и часть энергетических затрат, связанных с перекачиванием жидкости и ее регенерацией. Поэтому \bar{X}_k выбирают, исходя из оптимального расхода поглотителя [3]. В коксохимических производствах расход поглотительного каменноугольного масла L принимают в 1,5 раза больше минимального L_{min} [4]. В этом случае конечную концентрацию \bar{X}_k определяют из уравнения материального баланса, используя данные по равновесию (рис. VI.2 и VI.3):

$$M = L_{\text{min}} (\bar{X}_{\bar{Y}_n}^* - \bar{X}_k) = 1,5 L_{\text{min}} (\bar{X}_k - \bar{X}_n) \quad (\text{VI.4})$$

Отсюда

$$\begin{aligned} \bar{X}_k &= \frac{\bar{X}_{\bar{Y}_n}^* + 0,5 \bar{X}_n}{1,5} = \\ &= \frac{0,0432 + 0,5 \cdot 0,0015}{1,5} = 0,0293 \text{ кг БУ}/\text{кг М} \end{aligned}$$

где $\bar{X}_{\bar{Y}_n}^*$ — концентрация бензолных углеводородов в жидкости, равновесная с концентрацией их в газе.

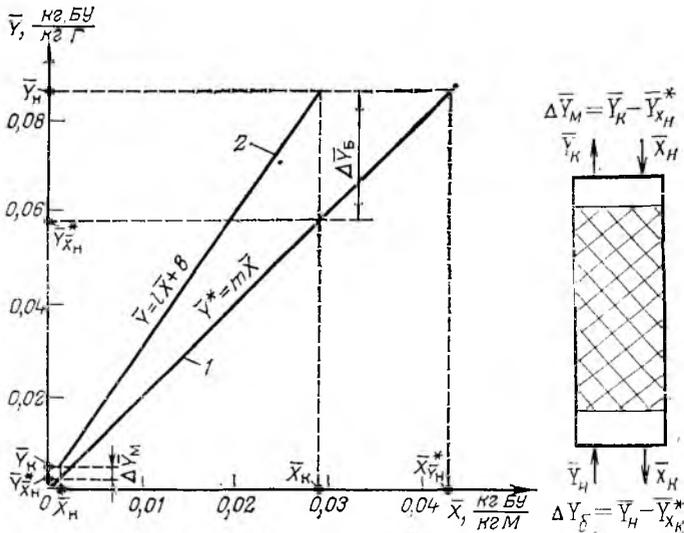


Рис. VI.2. Зависимость между содержанием бензольных углеводородов в коксовом газе \bar{Y} и каменноугольном масле \bar{X} при температуре 30 °С [2]:

1 — равновесная линия; 2 — рабочая линия.

Рис. VI.3. Схема распределения концентраций в газовом и жидком потоках в абсорбере.

Расход инертной части газа

$$G = V_0 (1 - y_{об}) (\rho_{0y} - y_H) \quad (VI.5)$$

где $y_{об}$ — объемная доля бензольных углеводородов в газе, равная

$$y_{об} = \frac{y_H}{M_{БУ}} \quad v_0 = \frac{35 \cdot 10^{-3}}{83} \cdot 22,4 = 0,0094 \text{ м}^3 \text{ БУ/м}^3 \text{ Г}$$

Тогда

$$G = 13,9 (1 - 0,0094) (0,44 - 0,035) = 5,577 \text{ кг/с}$$

Производительность абсорбера по поглощаемому компоненту

$$M = G (\bar{Y}_H - \bar{Y}_K) = 5,577 (0,0864 - 0,0045) = 0,457 \text{ кг/с} \quad (VI.6)$$

Расход поглотителя (каменноугольного масла) равен:

$$L = \frac{M}{\bar{X}_K - \bar{X}_H} = \frac{0,457}{0,0293 - 0,0015} = 16,44 \text{ кг/с}$$

Тогда соотношение расходов фаз, или удельный расход поглотителя равен:

$$l = L/G = 16,44 : 5,577 = 2,94 \text{ кг/кг}$$

1.2. РАСЧЕТ ДВИЖУЩЕЙ СИЛЫ

В насадочном абсорбере жидкая и газовая фазы движутся противотоком. Принимая модель идеального вытеснения, движущую силу определяют по формуле [1]:

$$\Delta \bar{Y}_{ср} = \frac{\Delta \bar{Y}_6 - \Delta \bar{Y}_M}{2,3 \lg (\Delta \bar{Y}_6 / \Delta \bar{Y}_M)} \quad (VI.7)$$

где $\Delta \bar{Y}_6$ и $\Delta \bar{Y}_M$ — большая и меньшая движущие силы на входе потоков в абсорбер и на выходе из него, кг БУ/кг Г (см. рис. VI.2 и VI.3).

В данном примере $\Delta \bar{Y}_6 = \bar{Y}_H - \bar{Y}_{X_K}^*$ и $\Delta \bar{Y}_M = \bar{Y}_K - \bar{Y}_{X_H}^*$, где $\bar{Y}_{X_H}^*$ и $\bar{Y}_{X_K}^*$ — концентрации бензольных углеводородов в газе, равновесные с концентрациями в жидкой фазе (поглотителе) соответ-

ственно на входе в абсорбер и на выходе из него (см. рис. VI.2):

$$\Delta \bar{Y}_6 = 0,0864 - 0,0586 = 0,0278 \text{ кг БУ/кг Г}$$

$$\Delta \bar{Y}_M = 0,0045 - 0,0030 = 0,0015 \text{ кг БУ/кг Г}$$

$$\Delta \bar{Y}_{ср} = \frac{0,0278 - 0,0015}{2,3 \lg (0,0278 / 0,0015)} = 0,009 \text{ кг БУ/кг Г}$$

1.3. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА МАССОПЕРЕДАЧИ

Коэффициент массопередачи K_y находят по уравнению аддитивности фазовых диффузионных сопротивлений [1]:

$$K_y = \frac{1}{1/\beta_y + m/\beta_x} \quad (VI.8)$$

где β_x и β_y — коэффициенты массоотдачи соответственно в жидкой и газовой фазах, кг/(м²·с); m — коэффициент распределения, кг М/кг Г.

Для расчета коэффициентов массоотдачи необходимо выбрать тип насадки и рассчитать скорости потоков в абсорбере. При выборе типа насадки для

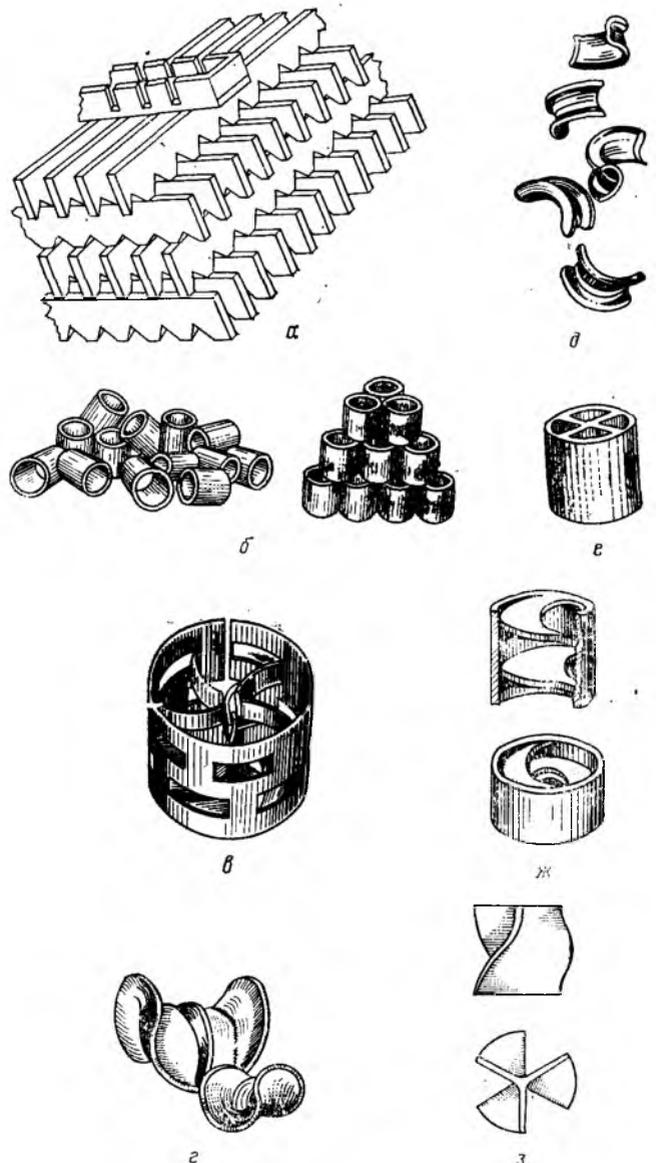


Рис. VI.4. Виды насадок:

a — деревянная хордовая насадка; б — кольца Рашига внавал и с упорядоченной укладкой; в — кольцо с вырезами и внутренними выступами (кольцо Палля); г — керамические седла Берля; д — седла «Инталокс»; е — кольцо с крестообразными перегородками; з — кольца с внутренними спиралями; з — пропеллерная насадка.

Таблица VI.1. Характеристики насадок (размеры даны в мм)

Насадки	a , м ² /м ³	ϵ , м ³ /м ³	$d_{\text{э}}$, м	ρ , кг/м ³	Число штук в 1 м ³
Регулярные насадки					
Деревянная хордовая (10×100), шаг в свету					
10	100	0,55	0,022	210	—
20	65	0,68	0,042	145	—
30	48	0,77	0,064	110	—
Керамические кольца Рашига					
50×50×5	110	0,735	0,027	650	8 500
80×80×8	80	0,77	0,036	670	2 200
100×100×10	60	0,77	0,048	670	1 050
Неупорядоченные насадки					
Керамические кольца Рашига					
10×10×1,5	440	0,7	0,006	700	700 000
15×15×2	330	0,7	0,009	690	220 000
25×25×3	200	0,74	0,015	530	50 000
35×35×4	140	0,73	0,022	530	18 000
50×50×5	90	0,735	0,035	530	6 000
Стальные кольца Рашига					
10×10×0,5	500	0,83	0,007	960	770 000
15×15×0,5	350	0,92	0,012	660	240 000
25×25×0,8	220	0,92	0,017	640	55 000
50×50×1	110	0,95	0,035	430	7 000
Керамические кольца Палля					
25×25×3	220	0,74	0,014	610	46 000
35×35×4	165	0,75	0,018	540	18 500
50×50×5	120	0,78	0,026	520	5 800
60×60×6	96	0,79	0,033	520	3 350
Стальные кольца Палля					
15×15×0,4	380	0,9	0,010	525	230 000
25×25×0,6	235	0,9	0,015	490	52 000
35×35×0,8	170	0,9	0,021	455	18 200
50×50×1,0	108	0,9	0,033	415	6 400
Керамические седла Бер- ля					
12,5	460	0,68	0,006	720	570 000
25	260	0,69	0,011	670	78 000
38	165	0,7	0,017	670	30 500
Керамические седла «Ин- талокс»					
12,5	625	0,78	0,005	545	730 000
19	335	0,77	0,009	560	229 000
25	255	0,775	0,012	545	84 000
38	195	0,81	0,017	480	25 000
50	118	0,79	0,027	530	9 350

Примечание: a — удельная поверхность; ϵ — свободный объем; $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр; ρ — насыпная плотность.

проведения массообменных процессов руководствуются следующими соображениями [3; 5]:

во-первых, конкретными условиями проведения процесса — нагрузками по пару и жидкости, различиями в физических свойствах систем, наличием в потоках жидкости и газа механических примесей, поверхностью контакта фаз в единице объема аппарата и т. д.;

во-вторых, особыми требованиями к технологическому процессу — необходимостью обеспечить небольшой перепад давления в колонне, широкий интервал изменения устойчивой работы, малое время пребывания жидкости в аппарате и т. д.

в-третьих, особыми требованиями к аппаратурному оформлению — создание единичного или серийно выпускаемого аппарата малой или большой единичной мощности, обеспечение возможности ра-

боты в условиях сильно коррозионной среды, создание условий повышенной надежности и т. д.

В коксохимической промышленности особое значение при выборе насадки имеют следующие факторы: малое гидравлическое сопротивление абсорбера, возможность устойчивой работы при сильно изменяющихся нагрузках по газу, возможность быстро и дешевыми способами удалять с поверхности насадки отлагающийся шлам и т. д. Таким требованиям отвечают широко используемые деревянная хордовая и металлическая спиральная насадки.

В рассматриваемом примере выберем более дешевую насадку — деревянную хордовую, размером 10×100 мм с шагом в свету 20 мм (см. табл. VI.1). Удельная поверхность насадки $a = 65 \text{ м}^2/\text{м}^3$, свободный объем $\epsilon = 0,68 \text{ м}^3/\text{м}^3$, эквивалентный диаметр $d_{\text{э}} = 0,042 \text{ м}$, насыпная плотность $\rho = 145 \text{ кг}/\text{м}^3$. Устройство различных видов насадки показано на рис. VI.4, их характеристики приведены в табл. VI.1.

1.4. РАСЧЕТ СКОРОСТИ ГАЗА И ДИАМЕТРА АБСОРБЕРА

Предельную скорость газа в насадочных абсорберах можно рассчитать по уравнению [1]:

$$\lg \left[\frac{\omega_{\text{пр}}^2 \rho_{\text{г}}}{g d_{\text{э}}^2 \rho_{\text{ж}}} \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{г}}} \right)^{0,16} \right] = A - B \left(\frac{L}{G} \right)^{1/4} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{г}}} \right)^{1/8} \quad (\text{VI.9})$$

где $\omega_{\text{пр}}$ — предельная фиктивная скорость газа, м/с; $\mu_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{г}}$ — вязкость соответственно поглотителя и воды при 20 °С, Па·с; A , B — коэффициенты, зависящие от типа насадки.

Значения коэффициентов A и B приведены ниже [3]:

Тип насадки	A	B
Трубчатая	$0,47 + 1,5 \lg \frac{d_{\text{э}}}{0,025}$	1,75
Плоскопараллельная, хордовая	0	1,75
Пакетная	0,062	1,55
Кольца Рашига внавал	-0,073	1,75
Кольца Палля	-0,49	1,04
Седла размером 25 мм	-0,33	1,04
Седла размером 50 мм	-0,58	1,04

Пересчитаем плотность газа на условия в абсорбере:

$$\rho_{\text{г}} = \rho_{\text{г0}} \frac{T_0}{T_0 + t} \cdot \frac{P}{P_0} = 0,44 \frac{273}{273 + 30} \cdot \frac{1,19 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5} = 0,464 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Предельную скорость $\omega_{\text{пр}}$ находим из уравнения (VI.9):

$$\lg \left[\frac{\omega_{\text{пр}}^2 0,464}{9,8 \cdot 0,042^2 \cdot 0,68^2 \cdot 1060} \left(\frac{16,5 \cdot 10^{-3}}{10^{-3}} \right)^{0,16} \right] = -1,75 (2,94)^{1/4} \left(\frac{0,464}{1060} \right)^{1/8}$$

Решая это уравнение, получим $\omega_{\text{пр}} = 6,05 \text{ м}/\text{с}$. Выбор рабочей скорости газа обусловлен многими факторами. В общем случае ее находят путем технико-экономического расчета для каждого конкретного процесса [3]. Коксовый газ очищают от различных примесей в нескольких последовательно соединенных аппаратах. Транспортировка больших объемов газа через них требует повышенного избыточного давления и, следовательно, значительных энергозатрат. Поэтому при улавливании бензольных

углеводородов основным фактором, определяющим рабочую скорость, является гидравлическое сопротивление насадки. С учетом этого рабочую скорость w принимают равной 0,2—0,5 от предельной.

Примем $w = 0,2w_{пр} = 0,2 \cdot 6,05 = 1,21$ м/с.

Диаметр абсорбера находят из уравнения расхода:

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4V_n \frac{(T_0 + t)}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P}}{\pi w}} \quad (VI.10)$$

где V — объемный расход газа при условиях в абсорбере, м³/с. Отсюда

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,9 \cdot \frac{(273 + 30)}{273} \cdot \frac{1,013 \cdot 10^5}{1,19 \cdot 10^5}}{3,14 \cdot 1,21}} = 3,71 \text{ м}$$

Выбираем [6] стандартный диаметр обечайки абсорбера $d = 3,8$ м. При этом действительная рабочая скорость газа в колонне будет равна:

$$w = 1,21 (3,71/3,8)^2 = 1,15 \text{ м/с}$$

Приведем нормальные ряды диаметров колонн (в м), принятые в химической и нефтеперерабатывающей промышленности:

в химической промышленности — 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,2; 2,6; 3,0;

в нефтеперерабатывающей промышленности — 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,4; 7,0; 8,0; 9,0.

1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ОРОШЕНИЯ И АКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАСАДКИ

Плотность орошения (скорость жидкости) рассчитывают по формуле

$$U = L/\rho_x S \quad (VI.11)$$

где S — площадь поперечного сечения абсорбера, м².

Подставив, получим:

$$U = \frac{16,44}{1060 \cdot 0,785 \cdot 3,8^2} = 13,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

При недостаточной плотности орошения и неправильной организации подачи жидкости [3] поверхность насадки может быть смочена не полностью, а часть смоченной поверхности практически не участвует в процессе массопередачи.

Существует некоторая минимальная эффективная плотность орошения U_{\min} , выше которой всю поверхность насадки можно считать смоченной. Для пленочных абсорберов ее находят по формуле

$$U_{\min} = a\Gamma_{\min}/\rho_x \quad (VI.12)$$

Здесь

$$\Gamma_{\min} = 3,95 \cdot 10^{-8} \sigma^{3,6} \mu_x^{0,49} \quad (VI.13)$$

где Γ_{\min} — минимальная линейная плотность орошения, кг/(м·с); σ — поверхностное натяжение, мН/м;

$$\Gamma_{\min} = 3,95 \cdot 10^{-8} \cdot 293,6 \cdot 16,5^{0,49} = 7,55 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$$

Тогда

$$U_{\min} = \frac{65 \cdot 7,55 \cdot 10^{-3}}{1060} = 4,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

В проектируемом абсорбере плотность орошения U выше U_{\min} , поэтому в данном случае коэффициент смачиваемости насадки ψ равен 1.

Для насадочных абсорберов минимальную эффективную плотность орошения U_{\min} находят по соотношению [3]:

$$U_{\min} = aq_{эф} \quad (VI.14)$$

где $q_{эф}$ — эффективная линейная плотность орошения, м³/с.

Для колец Рашига размером 75 мм и хордовых насадок с шагом более 50 мм $q_{эф} = 0,033 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, для всех остальных насадок $q_{эф} = 0,022 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент смачиваемости насадки ψ для колец Рашига при заполнении колонны внавал можно определить из следующего эмпирического уравнения [7]:

$$\psi = 0,122 (U\rho_x)^{1/3} d_H^{-1,2} \sigma^{-m} \quad (VI.15)$$

где $m = 0,133d_H^{-0,5}$.

При абсорбции водой и водными растворами хорошо растворимых газов смоченная поверхность насадки уменьшается [3]. Поэтому полная смачиваемость достигается при более высоких значениях Γ . Для таких систем значение Γ_{\min} может быть рассчитано по уравнению

$$\frac{\Gamma_{\min}}{\mu_x} = AR_{\epsilon_y}^{0,4} \left(\frac{\rho_x \Delta\sigma^3}{\mu_x^2 g} \right)^{0,2} \quad (VI.16)$$

Коэффициент A зависит от краевого угла смачивания и изменяется в пределах 0,12—0,17.

Величину $\Delta\sigma$ определяют как разницу между поверхностным натяжением жидкости, подаваемой на орошение колонны, и вытекающей из нее.

Доля активной поверхности насадки ψ_a может быть найдена по формуле [3]:

$$\psi_a = \frac{3600U}{a(p + 3600qU)} \quad (VI.17)$$

где p и q — коэффициенты, зависящие от типа насадки [3].

Подставив, получим:

$$\psi_a = \frac{3600 \cdot 0,00137}{65(0,0078 + 3600 \cdot 0,0146 \cdot 0,00137)} = 0,95$$

Таким образом, не вся смоченная поверхность является активной. Наибольшая активная поверхность насадки достигается при таком способе подачи орошения, который обеспечивает требуемое число точек орошения n на 1 м² поперечного сечения колонны [3]. Это число точек орошения определяет выбор типа распределительного устройства [3].

1.6. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ МАССООТДАЧИ

Для регулярных насадок, к которым относится и хордовая, коэффициент массоотдачи в газовой фазе β_y находят из уравнения [1; 3]:

$$Nu'_y = 0,167 Re_y^{0,74} Pr_y^{0,33} (l/d_3)^{-0,47} \quad (VI.18)$$

где $Nu'_y = \beta_y d_3 / D_y$ — диффузионный критерий Нуссельта для газовой фазы.

Отсюда β_y (в м/с) равен:

$$\beta_y = 0,167 \frac{D_y}{d_3} Re_y^{0,74} Pr_y^{0,33} (l/d_3)^{-0,47} \quad (VI.19)$$

где D_y — коэффициент диффузии бензолных углеводородов в газовой фазе, м²/с;

$Re_y = wd_3 \rho_y / \epsilon_{\mu_y}$ — критерий Рейнольдса для газовой фазы в насадке;

$Pr_y = \mu_y / \rho_y D_y$ — диффузионный критерий Прандтля для газовой фазы;

μ_y — вязкость газа, Па·с [2];

l — высота элемента насадки, м.

Для колонн с неупорядоченной насадкой коэффициент массоотдачи β_y можно находить из уравнения

$$Nu'_y = 0,407 Re_y^{0,655} Pr_y^{0,33}$$

Коэффициент диффузии бензолных углеводородов в газе можно рассчитать по уравнению [1; 3; 8; 9]

$$D_y = \frac{4,3 \cdot 10^{-8} T^{\frac{3}{2}}}{P \left(\frac{1}{v_{\text{БУ}}^3} + \frac{1}{v_{\text{Г}}^3} \right)^2} \sqrt{\frac{1}{M_{\text{БУ}}} + \frac{1}{M_{\text{Г}}}} \quad (\text{VI.20})$$

где $M_{\text{БУ}}$, $M_{\text{Г}}$ — молярные массы соответственно бензолных углеводородов и коксового газа, кг/моль; $v_{\text{БУ}}$, $v_{\text{Г}}$ — молярные объемы бензолных углеводородов и коксового газа в жидком состоянии при нормальной температуре кипения, см³/моль.

Подставив, получим:

$$D_y = \frac{4,3 \cdot 10^{-8} \cdot 303^{3/2}}{0,119 (96^{1/3} + 21,6^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{83} + \frac{1}{10,5}} =$$

$$= 1,17 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re}_y = \frac{1,15 \cdot 0,042 \cdot 0,464}{0,68 \cdot 0,0127 \cdot 10^{-3}} = 2618$$

$$\text{Pr}'_y = \frac{0,0127 \cdot 10^{-3}}{0,464 \cdot 1,17 \cdot 10^{-5}} = 2,34$$

$$\beta_y = 0,167 \frac{1,17 \cdot 10^{-5}}{0,042} \cdot 2618^{0,74} \cdot 2,34^{0,33} \left(\frac{0,1}{0,042} \right)^{-0,17} =$$

$$= 0,0137 \text{ м/с}$$

Выразим β_y в выбранной для расчета размерности:

$$\beta_y = 0,0137 \rho_y = 0,0137 \cdot 0,464 = 0,00636 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Коэффициент массоотдачи в жидкой фазе β_x находят из обобщенного уравнения, пригодного как для регулярных (в том числе и хордовых), так и для неупорядоченных насадок [1; 3]:

$$\text{Nu}'_x = 0,0021 \text{Re}_x^{0,75} \text{Pr}'_x^{0,5} \quad (\text{VI.21})$$

где $\text{Nu}'_x = \frac{\beta_x \delta_{\text{пр}}}{D_x}$ — диффузионный критерий Нуссельта для жидкой фазы.

Отсюда β_x (в м/с) равен:

$$\beta_x = 0,0021 \frac{D_x}{\delta_{\text{пр}}} \text{Re}_x^{0,75} \text{Pr}'_x^{0,5} \quad (\text{VI.22})$$

где D_x — коэффициент диффузии бензолных углеводородов в каменноугольном масле, м²/с;
 $\delta_{\text{пр}} = (\mu_x^2 / \rho_x^2 g)^{1/3}$ — приведенная толщина стекающей пленки жидкости, м;
 $\text{Re}_x = 4U\rho_x / a\mu_x$ — модифицированный критерий Рейнольдса для стекающей по насадке пленки жидкости;
 $\text{Pr}'_x = \mu_x / \rho_x D_x$ — диффузионный критерий Прандтля для жидкости.

В разбавленных растворах коэффициент диффузии D_x может быть достаточно точно вычислен по уравнению [3; 8; 9]:

$$D_x = 7,4 \cdot 10^{-12} \frac{(\beta M)^{0,5} T}{\mu_x^{0,6} v_{\text{БУ}}} \quad (\text{VI.23})$$

где M — молярная масса каменноугольного масла, кг/кмоль; T — температура масла, К; μ_x — вязкость масла, МПа·с; $v_{\text{БУ}}$ — молярный объем бензолных углеводородов, см³/моль; β — параметр, учитывающий ассоциацию молекул.

Подставив, получим:

$$D_x = \frac{7,4 \cdot 10^{-12} (1,170)^{0,5} \cdot 303}{16,5 \cdot 96^{0,6}} = 1,15 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\delta_{\text{пр}} = \left[\frac{(16,5 \cdot 10^{-3})^2}{1060^2 \cdot 9,8} \right]^{1/3} = 2,88 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

$$\text{Re}_x = \frac{4 \cdot 0,00137 \cdot 1060}{65 \cdot 16,5 \cdot 10^{-3}} = 5,41$$

$$\text{Pr}'_x = \frac{16,5 \cdot 10^{-3}}{1060 \cdot 1,15 \cdot 10^{-10}} = 1,31 \cdot 10^5$$

$$\beta_x = 0,0021 \frac{1,15 \cdot 10^{-10}}{2,88 \cdot 10^{-4}} \cdot 5,41^{0,75} (1,31 \cdot 10^5)^{0,5} = 1,065 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

Выразим β_x в выбранной для расчета размерности:

$$\beta_x = 1,065 \cdot 10^{-6} \rho_x = 1,065 \cdot 10^{-6} \cdot 1060 = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Находим коэффициент массопередачи по газовой фазе K_y по уравнению (VI.8):

$$K_y = \frac{1}{\frac{1}{0,00636} + \frac{1}{1,13 \cdot 10^{-3}}} = 0,00519 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

1.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ МАССОПЕРЕДАЧИ И ВЫСОТЫ АБСОРБЕРОВ

Поверхность массопередачи, в абсорбере по уравнению (VI.1) равна:

$$F = \frac{0,457}{0,00519 \cdot 0,009} = 9,78 \cdot 10^4 \text{ м}^2$$

Высоту насадки, требуемую для создания этой поверхности массопередачи, рассчитаем по формуле

$$H = \frac{F}{0,785 a d^2 \psi_a} \quad (\text{VI.24})$$

Подставив, получим:

$$H = \frac{9,78 \cdot 10^4}{0,785 \cdot 65 \cdot 3,8^2 \cdot 0,95} = 140 \text{ м}$$

Обычно высота скрубберов не превышает 40—50 м, поэтому для осуществления заданного процесса выберем 4 последовательно соединенных скруббера, в каждом из которых высота насадки равна 35 м.

Во избежание значительных нагрузок на нижние решетки насадки ее укладывают в колонне ярусами, по 20—25 решеток в каждом. Каждый ярус устанавливают на самостоятельные поддерживающие опоры, конструкции которых даны в справочнике [6]. Расстояние между ярусами хордовой насадки составляет обычно 0,3—0,5 м [4].

Принимая число решеток в каждом ярусе 25, а расстояние между ярусами 0,3 м, определим высоту насадочной части абсорбера:

$$H_{\text{н}} = H + 0,3 \left(\frac{H}{25l} - 1 \right) = 35 + 0,3 \left(\frac{35}{25 \cdot 0,1} - 1 \right) = 38,9 \text{ м}$$

Расстояние между днищем абсорбера и насадкой определяется необходимостью равномерного распределения газа по поперечному сечению колонны. Обычно это расстояние принимают равным $l = 1,5 d$.

Расстояние от верха насадки до крышки абсорбера зависит от размеров распределительного устройства для орошения насадки и от высоты сепарационного пространства, в котором часто устанавливают каплеотбойные устройства для предотвращения брызгоуноса из колонны. Примем это расстояние равным 2,4 м. Тогда общая высота одного абсорбера:

$$H_{\text{а}} = H_{\text{н}} + 1,05d + 2,4 = 38,9 + 1,05 \cdot 3,8 + 2,4 = 45,3 \text{ м}$$

1.8. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ АБСОРБЕРОВ

Необходимость расчета гидравлического сопротивления ΔP обусловлена тем, что оно определяет энергетические затраты на транспортировку газо-

вого потока через абсорбер. Величину ΔP находят по формуле [3]:

$$\Delta P = \Delta P_c \cdot 10^{bU} \quad (\text{VI.25})$$

где ΔP_c — гидравлическое сопротивление сухой (неорошаемой жидкостью) насадки, Па; U — плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; b — коэффициент.

Ниже приведены значения b для различных насадок [3]:

Насадка	b	Насадка	b
Кольца Рашига в укладку		Кольца Палля (50 мм)	126
50 мм	173	Блоки керамические	151
80 мм	144	Седла «Инталокс»	
100 мм	119	25 мм	33
		50 мм	28
Кольца Рашига внавал		Седла Берля (25 мм)	30
25 мм	184		
50 мм	169		

Гидравлическое сопротивление сухой насадки ΔP_c определяют по уравнению

$$\Delta P_c = \lambda \frac{H}{d_3} \cdot \frac{\omega_0^2}{2} \rho_y \quad (\text{VI.26})$$

где λ — коэффициент сопротивления хордовой насадки [10]:

$$\lambda = 6,64/\text{Re}_y^{0,375} \quad (\text{VI.27})$$

ω_0 — скорость газа в свободном сечении насадки (в м/с); $\omega_0 = \omega/\epsilon$.

Подставив, получим:

$$\lambda = 6,64/2618^{0,375} = 0,347$$

$$\Delta P_c = 0,347 \frac{140}{0,042} \cdot \frac{\left(\frac{1,15}{0,68}\right)^2 \cdot 0,464}{2} = 767 \text{ Па}$$

Коэффициент сопротивления беспорядочных насадок, в которых пустоты распределены равномерно по всем направлениям (шары, седлообразная насадка), рекомендуется [3] рассчитывать по двучленному уравнению:

$$\lambda = 133/\text{Re}_y + 2,34 \quad (\text{VI.28})$$

Коэффициент сопротивления беспорядочно насыпанных кольцевых насадок можно рассчитывать по формулам: при ламинарном движении ($\text{Re}_y < 40$)

$$\lambda = 140/\text{Re}_y \quad (\text{VI.29})$$

при турбулентном движении ($\text{Re}_y > 40$)

$$\lambda = 16/\text{Re}_y^{0,2} \quad (\text{VI.30})$$

Коэффициент сопротивления регулярных насадок находят по уравнению

$$\lambda = \lambda_{\text{тр}} + \xi (d_3/l) \quad (\text{VI.31})$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент сопротивления трению; ξ — коэффициент местного сопротивления:

$$\xi = 4,2/\epsilon^2 - 8,1/\epsilon + 3,9$$

Гидравлическое сопротивление орошаемой насадки ΔP равно:

$$\Delta P = 767 \cdot 10^{119 \cdot 0,00137} = 1116 \text{ Па}$$

Общее сопротивление системы абсорберов определяют с учетом гидравлического сопротивления газопроводов, соединяющих их (см. гл. I).

Анализ результатов расчета насадочного абсорбера показывает, что основное диффузионное сопротивление массопереносу в этом процессе сосредоточено в жидкой фазе, поэтому можно интенсифицировать процесс абсорбции, увеличив скорость жидкости. Для этого нужно либо увеличить расход абсорбента, либо уменьшить диаметр абсорбера. Увеличение расхода абсорбента приведет к соответствующему увеличению нагрузки на систему регенерации абсорбента, что связано с существенным повы-

шением капитальных и энергетических затрат (возрастают расходы греющего пара и размеры теплообменной аппаратуры). Уменьшение диаметра абсорбера приведет одновременно к увеличению рабочей скорости газа, что вызовет соответствующее возрастание гидравлического сопротивления абсорберов. Ниже приведены результаты расчета абсорбера при рабочей скорости газа $\omega = 2,15$ м/с, практически вдвое превышающей принятую ранее:

	$\omega = 1,15$ м/с	$\omega = 2,15$ м/с
U , $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	0,00137	0,00252
β_x , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	0,00113	0,00178
β_y , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	0,00636	0,01
K_y , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	0,000519	0,00082
F , м^2	97 800	61 900
d , м	3,8	2,8
H , м	140	163
ΔP , Па	1 116	4 920
Число абсорберов	4	5

Как видно из приведенных данных, повышение интенсивности процесса приводит к значительному уменьшению диаметра колонны при некотором возрастании высоты насадки и к существенному повышению гидравлического сопротивления.

Приведенный расчет выполнен без учета влияния на основные размеры абсорбера некоторых явлений (таких как неравномерность распределения жидкости при орошении, обратное перемешивание, неизоотермичность процесса и др.), которые в ряде случаев могут привести в расчет существенные ошибки. Эти явления по-разному проявляются в аппаратах с насадками разных типов. Оценить влияние каждого из них можно, пользуясь рекомендациями, приведенными в литературе [3; 8].

2. РАСЧЕТ ТАРЕЛЬЧАТОГО АБСОРБЕРА

Большое разнообразие тарельчатых контактных устройств затрудняет выбор оптимальной конструкции тарелки. При этом наряду с общими требованиями (высокая интенсивность единицы объема аппарата, его стоимость и др.) выдвигаются требования, обусловленные спецификой производства: большой интервал устойчивой работы при изменении нагрузок по фазам, возможность использования тарелок в среде загрязненных жидкостей, возможность защиты от коррозии и т. п. Зачастую эти характеристики тарелок становятся преобладающими, определяющими пригодность той или иной конструкции для использования в каждом конкретном процессе. Для предварительного выбора конструкции тарелок можно пользоваться данными, приведенными в табл. VI.2 [3; 11].

При выборе тарелки должны учитываться важнейшие показатели данного процесса. Тарелки, для которых одному из предъявленных требований соответствует балл 0, отвергаются; для остальных тарелок баллы суммируются. Самой пригодной можно считать тарелку с наибольшей суммой баллов.

Для более правильного выбора надо рассмотреть оценки по отдельным показателям, обращая особое внимание на баллы 1 и 5, причем решение обычно является компромиссным между желательными и нежелательными характеристиками. При этом учитывают и такие факторы, как промышленный опыт эксплуатации, возможность быстрого изготовления и т. д. Окончательный выбор определяется технико-экономическим анализом.

Таблица VI.2. Сравнительная характеристика тарелок

Показатель	Тип тарелки																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Нагрузки по жидкости и газу																				
большие	2	1	3	4	4	4	4	4	2	4	4	5	4	4	4	5	4	5	4	5
малые	3	3	3	2	3	5	5	5	4	2	3	2	3	3	4	3	1	4	1	3
Большая область устойчивой работы	4	3	4	4	5	5	5	5	4	1	1	1	2	3	4	3	3	4	3	3
Малое гидравлическое сопротивление	0	0	0	3	2	3	2	2	3	4	3	4	3	3	4	3	5	3	4	4
Малый брызгоунос	1	1	2	3	3	3	4	3	5	4	4	4	4	4	4	5	3	5	4	4
Малый запас жидкости	0	0	0	3	4	3	3	3	3	4	3	4	2	3	3	5	5	3	5	5
Малое расстояние между тарелками	3	2	3	4	5	4	4	4	5	5	5	4	4	5	5	4	4	4	4	4
Большая эффективность	4	3	4	4	4	5	4	5	5	4	4	3	4	4	4	3	3	4	4	4
Большая интенсивность	2	1	3	4	5	4	4	4	5	4	4	4	4	4	4	4	5	4	5	4
Реагирование на изменение нагрузок	3	2	4	3	4	5	5	5	3	1	1	0	2	3	3	3	3	3	3	3
Малые капитальные затраты	2	1	3	4	3	4	3	3	4	5	5	2	3	4	4	4	4	4	4	4
Малый расход металла	2	2	3	4	3	4	4	3	3	5	5	2	4	5	4	5	5	4	5	5
Легкость монтажа	1	1	3	4	2	4	4	3	3	5	5	2	3	5	5	4	4	4	4	4
Легкость осмотра, чистки и ремонта	2	1	3	3	2	3	3	2	1	5	4	4	3	4	3	3	3	3	3	3
Возможность обработки взвесей	1	0	0	1	0	1	1	1	0	4	3	5	3	4	4	2	2	1	2	2
Легкость пуска и остановки	4	4	4	2	3	4	5	4	4	2	3	2	3	3	3	3	3	3	3	3
Возможность отвода тепла	1	1	1	3	0	2	2	2	3	3	3	5	3	3	2	0	0	0	0	0
Возможность использования в агрессивных средах	2	1	2	3	2	2	2	2	1	4	4	3	2	4	3	2	2	2	2	2

Примечания. 1. Обозначение типов тарелок:

- 1 — колпачковая с круглыми колпачками;
- 2 — колпачковая с прямоугольными колпачками;
- 3 — «Юнифлекс»;
- 4 — ситчатая с переливом;
- 5 — ситчатая с направляющими отбойниками;
- 6 — клапанная с круглыми клапанами;
- 7 — клапанная с прямоугольными клапанами;
- 8 — балластная;
- 9 — колпачково-ситчатая;
- 10 — решетчатая провальная;

- 11 — дырчатая провальная;
- 12 — трубчатая провальная;
- 13 — волнистая провальная;
- 14 — провальная с разной перфорацией;
- 15 — Киттеля;
- 16 — чешуйчатая;
- 17 — пластинчатая;
- 18 — Гипропетемаша;
- 19 — каскадная;
- 20 — Бентурн.

2. Соответствие каждой тарелки тому или иному показателю оценено по следующей шкале: 0 — не пригодна; 1 — сомнительно пригодна (целесообразно рассмотреть возможность замены другим типом тарелки); 2 — пригодна; 3 — вполне пригодна; 4 — хорошо пригодна; 5 — отлично пригодна.

Ниже в качестве примера приводится расчет абсорбера с тарелками провального типа.

Массу улавливаемых бензолных углеводородов и расход поглотительного масла определяют так же, как для насадочного абсорбера (см. раздел 1.1).

При расчете движущей силы в аппаратах с переточными тарелками (ситчатыми, клапанными, колпачковыми) необходимо учитывать влияние на нее поперечной неравномерности потока жидкости, продольного перемешивания жидкости, уноса и продольного перемешивания газа по рекомендациям, приведенным в литературе [5]. Пример такого расчета рассмотрен в главе VII.

В колоннах с провальными тарелками с достаточной достоверностью можно принять поршневое движение газа и полное перемешивание жидкости на каждой ступени. В этом случае, пренебрегая влиянием уноса жидкости, при большом числе тарелок в колонне движущую силу можно рассчитывать как для противоточного аппарата с непрерывным контактом фаз. Оценочный расчет показывает, что в нашем примере число тарелок велико, поэтому можно воспользоваться указанным приближением и определить движущую силу как среднелогарифмическую разность концентраций (см. раздел 1.2).

2.1. РАСЧЕТ СКОРОСТИ ГАЗА И ДИАМЕТРА АБСОРБЕРА

Скорость газа в интервале устойчивой работы провальных тарелок может быть определена с помощью уравнения [1; 3]:

$$Y = Be^{-4X} \quad (VI.32)$$

Здесь

$$X = (L/G)^{1/4} (\rho_y/\rho_x)^{1/8}$$

$$Y = \frac{\omega^2}{gd_s F_c^2} \cdot \frac{\rho_y}{\rho_x} \left(\frac{\mu_x}{\mu_v} \right)^{0,16}$$

где ω — скорость газа в колонне, м/с; d_s — эквивалентный диаметр отверстия или щели в тарелке, м; F_c — доля свободного сечения тарелки, м²/м²; μ_x, μ_v — вязкость соответственно поглотительного масла и воды при температуре 20 °С, Па·с.

Подставив, получим:

$$X = \left(\frac{16,44}{5,577} \right)^{1/4} \left(\frac{0,464}{1060} \right)^{1/8} = 0,498$$

Коэффициент B равен 2,95 для нижнего и 10 — для верхнего пределов нормальной работы тарелки. Наиболее интенсивный режим работы тарелок соответствует верхнему пределу, когда $B = 10$, однако с учетом возможного колебания нагрузок по газу принимают $B = 6-8$.

Приняв коэффициент $B = 8$, получим:

$$Y = 8 \cdot 2,72^{-4 \cdot 0,498} = 1,092$$

По каталогу [12] (см. приложение VI.1) выберем решетчатую провальную тарелку со свободным сечением $F_c = 0,2$ м²/м² и шириной щели $\delta = 6$ мм; тогда $d_s = 2 \delta = 2 \cdot 0,006 = 0,012$ м. Тогда

$$Y = \frac{\omega^2}{9,8 \cdot 0,012 \cdot 0,2^2} \cdot \frac{0,464}{1060} \left(\frac{16,5 \cdot 10^{-3}}{10^{-3}} \right)^{0,16} = 1,092$$

Отсюда $\omega = 2,74$ м/с.

Для ситчатых тарелок рабочую скорость газа можно рассчитать по уравнению [7]:

$$\omega = 0,05 \sqrt{\rho_x / \rho_y} \quad (\text{VI.33})$$

Для клапанных тарелок

$$\omega^{1,85} = \frac{G}{S_0} \cdot \frac{2g}{\xi \rho_y} \quad (\text{VI.34})$$

где G — масса клапана, кг; S_0 — площадь отверстия под клапаном, м²; ξ — коэффициент сопротивления, который может быть принят равным 3.

В колонне с колпачковыми тарелками предельно допустимую скорость рекомендуется рассчитывать по уравнению [1]

$$\omega = \frac{0,0155}{d_k^{2/3}} \sqrt{\frac{\rho_x}{\rho_y} h_k} \quad (\text{VI.35})$$

где d_k — диаметр колпачка, м; h_k — расстояние от верхнего края колпачка до вышерасположенной тарелки, м.

Диаметр абсорбера находят из уравнения расхода (VI.10):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,9 \cdot (273 + 30) \cdot 1,013 \cdot 10^5}{273 \cdot 1,19 \cdot 10^5}} = 2,47 \text{ м}$$

Принимаем [6] (см. раздел 1.4) стандартный диаметр обечайки абсорбера $d = 2,6$ м. При этом действительная скорость газа в колонне будет равна:

$$\omega = 2,74 (2,47/2,6)^2 = 2,47 \text{ м/с}$$

2.2. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА МАССОПЕРЕДАЧИ

Обычно расчеты тарельчатых абсорберов проводят по модифицированному уравнению массопередачи, в котором коэффициенты массопередачи для жидкой K_{xf} и газовой K_{yf} фаз относят к единице рабочей площади тарелки:

$$M = K_{xf} F \Delta \bar{X}_{cp} = K_{yf} F \Delta \bar{Y}_{cp} \quad (\text{VI.36})$$

где M — масса передаваемого вещества через поверхность массопередачи в единицу времени, кг/с; F — суммарная рабочая площадь тарелок в абсорбере, м².

Необходимое число тарелок n определяют делением суммарной площади тарелок F на рабочую площадь одной тарелки f :

$$n = F/f \quad (\text{VI.37})$$

Коэффициенты массопередачи определяют по уравнениям аддитивности фазовых диффузионных сопротивлений:

$$K_{xf} = \frac{1}{\frac{1}{\beta_{xf}} + \frac{1}{m\beta_{yf}}} \quad K_{yf} = \frac{1}{\frac{1}{\beta_{yf}} + \frac{1}{\beta_{xf}}} \quad (\text{VI.38})$$

где β_{xf} и β_{yf} — коэффициенты массоотдачи, отнесенные к единице рабочей площади тарелки соответственно для жидкой и газовой фаз, кг/(м²·с).

В литературе приводится ряд зависимостей для определения коэффициентов массоотдачи для рассматриваемого случая. На основании сопоставительных расчетов рекомендуем использовать обобщенное критериальное уравнение [13], применимое для различных конструкций барботажных тарелок:

$$Nu' = A Pe'^{0,5} \Gamma_c \left(\frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5} \quad (\text{VI.39})$$

При этом для жидкой фазы

$$Nu'_x = \frac{\beta_{xf} l}{D_x} \quad Pe'_x = \frac{U l}{(1 - \epsilon) D_x}$$

для газовой фазы

$$Nu'_y = \frac{\beta_{yf} l}{F_c D_y} \quad Pe'_y = \frac{\omega l}{\epsilon D_y}$$

где A — коэффициент;
 D_x, D_y — коэффициенты молекулярной диффузии рассматриваемого компонента соответственно в жидкости и газе, м²/с;

$\frac{U}{1 - \epsilon}, \frac{\omega}{\epsilon}$ — средние скорости жидкости и газа в барботажном слое, м/с;
 ϵ — газосодержание барботажного слоя, м³/м³;

$\Gamma_c = \frac{\Delta P_{II}}{\rho_x g l}$ — критерий гидравлического сопротивления, характеризующий относительную величину удельной поверхности массопередачи на тарелке;

$\Delta P_{II} = g \rho_x h_0$ — гидравлическое сопротивление барботажного газожидкостного слоя (пены) на тарелке, Па;
 h_0 — высота слоя светлой (неаэрированной) жидкости на тарелке, м;

l — характерный линейный размер, равный среднему диаметру пузырька или газовой струи в барботажном слое, м.

В интенсивных гидродинамических режимах характерный линейный размер l становится, по данным ряда авторов [13], практически постоянной величиной, мало зависящей от скоростей фаз и их физических свойств. В этом случае критериальные уравнения, решенные относительно коэффициентов массопередачи, приводятся к удобному для расчетов виду:

$$\beta_{xf} = 6,24 \cdot 10^5 D_x^{0,5} \left(\frac{U}{1 - \epsilon} \right)^{0,5} h_0 \left(\frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5} \quad (\text{VI.40})$$

$$\beta_{yf} = 6,24 \cdot 10^5 F_c D_y^{0,5} \left(\frac{\omega}{\epsilon} \right)^{0,5} h_0 \left(\frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5} \quad (\text{VI.41})$$

2.3. РАСЧЕТ ВЫСОТЫ СВЕТЛОГО СЛОЯ ЖИДКОСТИ

Высоту светлого слоя жидкости на тарелке h_0 находят из следующего соотношения [3]:

$$\Delta P_{II} = g \rho_x h_0 = g \rho_x (1 - \epsilon) h_{II} \quad (\text{VI.42})$$

где h_{II} — высота газо-жидкостного барботажного слоя (пены) на тарелке, м.

Отсюда

$$h_0 = (1 - \epsilon) h_{II}$$

Высоту газо-жидкостного слоя для провальных тарелок определяют из уравнения [3]:

$$F_{\Gamma} = \frac{0,0011 B}{C} \cdot \frac{\rho_x}{\rho_y} \quad (\text{VI.43})$$

где $F_{\Gamma} = \omega_0^3 / g h_{II}$ — критерий Фруда; ω_0 — скорость газа в свободном сечении (щелях) тарелки, м/с; B — коэффициент — см. уравнение (VI.32).

Величина C в уравнении (VI.43) равна:

$$C = (U^6 \mu_x^2 \rho_x / g \sigma^3)^{0,067} \quad (\text{VI.44})$$

Для провальных тарелок без переливных устройств плотность орошения U равна:

$$U = L / \rho_x 0,785 d^2 \quad (\text{VI.45})$$

Подставив, получим:

$$U = \frac{16,44}{1060 \cdot 0,785 \cdot 2,6^2} = 0,029 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Тогда

$$C = \left(\frac{0,0029^6 (16,5 \cdot 10^{-3})^2 1060}{9,8 (29 \cdot 10^{-3})^3} \right)^{0,067} = 0,165$$

Пересчитаем коэффициент B (который ранее был принят равным 8) с учетом действительной скорости газа в колонне:

$$B = 8 (2,47/2,74)^2 = 6,5$$

Подставив, получим:

$$Fr = \frac{0,0011 \cdot 6,5 \cdot 10 \cdot 0}{0,165 \cdot 0,464} = 99$$

Отсюда находим высоту газ-жидкостного слоя

$$h_{г} = \frac{w_0^2}{g Fr} = \frac{w^2}{F_c^2 g Fr} = \frac{2,47^2}{0,2^2 \cdot 9,8 \cdot 99} = 0,157 \text{ м}$$

Газосодержание барботажного слоя находят по уравнению [3]:

$$\varepsilon = 1 - \frac{0,21}{\sqrt{F_c} Fr^{0,2}} = 1 - \frac{0,21}{\sqrt{0,2} \cdot 99^{0,2}} = 0,812 \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (VI.46)$$

Тогда высота светлого слоя жидкости:

$$h_0 = (1 - 0,812) 0,157 = 0,0295 \text{ м}$$

Для барботажных тарелок других конструкций газосодержание можно находить по единому уравнению [3]:

$$\varepsilon = \sqrt{Fr} / (1 + \sqrt{Fr}) \quad (VI.47)$$

где $Fr = w^2/g h_0$.

Для колпачковых тарелок высоту светлого слоя жидкости можно находить по уравнению [3]:

$$h_0 = 0,0419 + 0,19 h_{пер} - 0,0133 w \sqrt{\rho_y} + 2,46 q \quad (VI.48)$$

где $h_{пер}$ — высота переливной перегородки, м; q — линейная плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$, равная $q = Q/b$; Q — объемный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; b — ширина переливной перегородки, м.

Для ситчатых и клапанных тарелок в практических расчетах можно пользоваться уравнением [3]:

$$h_0 = 0,787 q^{0,21} h_{пер}^{0,56} w^m [1 - 0,31 \exp(-0,11 \mu_x)] \left(\frac{\sigma_x}{\sigma_B} \right)^{0,09} \quad (VI.49)$$

где m — показатель степени, равный 0,05—4,6 $h_{пер}$. Здесь μ_x — в $\text{мПа} \cdot \text{с}$, σ_x , σ_B — в $\text{мН}/\text{м}$.

2.4. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ МАССООТДАЧИ

Рассчитав коэффициенты молекулярной диффузии бензолных углеводородов в масле D_x и газе D_y (см. раздел 1.6), вычислим коэффициенты массоотдачи:

$$\begin{aligned} \beta_{xf} &= 6,24 \cdot 10^5 (1,15 \cdot 10^{-10})^{0,5} \left(\frac{0,0029}{1 - 0,812} \right)^{0,5} \times \\ &\times 0,0295 \left(\frac{0,0127}{16,5 + 0,0127} \right)^{0,5} = 0,000678 \text{ м/с} \\ \beta_{yf} &= 6,24 \cdot 10^5 \cdot 0,2 (1,17 \cdot 10^{-5})^{0,5} \left(\frac{2,47}{0,812} \right)^{0,5} \times \\ &\times 0,0295 \left(\frac{0,0127}{16,5 + 0,0127} \right)^{0,5} = 0,61 \text{ м/с} \end{aligned}$$

Выразим β_{xf} и β_{yf} в выбранной для расчета размерности:

$$\begin{aligned} \beta_{xf} &= 0,000678 \rho_x = 0,000678 \cdot 1060 = 0,719 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \\ \beta_{yf} &= 0,61 \rho_y = 0,61 \cdot 0,464 = 0,283 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \end{aligned}$$

Коэффициент массопередачи K_{yf} :

$$K_{yf} = \frac{1}{1/0,283 + 2/0,719} = 0,158 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

2.5. РАСЧЕТ ЧИСЛА ТАРЕЛОК АБСОРБЕРА

Число тарелок абсорбера находим по уравнению (VI.37).

Суммарная поверхность тарелок F равна:

$$F = \frac{0,457}{0,158 \cdot 0,009} = 321 \text{ м}^2$$

Рабочую площадь тарелок с перетоками f определяют с учетом площади, занятой переливными устройствами:

$$f = \varphi 0,785 d^2 \quad (VI.50)$$

где φ — доля рабочей площади тарелки, $\text{м}^2/\text{м}^2$; d — диаметр абсорбера, м.

Рабочая площадь f провальной тарелки может быть принята равной сечению абсорбера, т. е. $\varphi = 1$.

Тогда требуемое число тарелок равно $n = 321/0,785 \cdot 2,6^2 = 61$.

2.6. ВЫБОР РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ТАРЕЛКАМИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ АБСОРБЕРА

Расстояние между тарелками провального типа принимают равным или несколько больше суммы высот барботажного слоя $h_{г}$ и сепарационного пространства h_c :

$$h \geq h_{г} + h_c \quad (VI.51)$$

Высоту сепарационного пространства вычисляют, исходя из допустимого брызгоуноса с тарелки, принимаемого равным 0,1 кг жидкости на 1 кг газа. Рекомендовано [3] расчетное уравнение для определения брызгоуноса e с тарелок различных конструкций:

$$e = A f \frac{w^m}{h_c^n} \quad (VI.52)$$

где f — поправочный множитель, учитывающий свойства жидкости и равный $0,0565 (\rho_x/\sigma)^{1,1}$; σ — в $\text{мН}/\text{м}$.

Коэффициент A и показатели степеней m и n даны ниже:

Тарелки	A	m	n
Провальные (дырчатая, решетчатая, волнистая)	$1,4 \cdot 10^{-4}$	2,56	2,56
Клапанная и балластная	$6,5 \cdot 10^{-5}$	2,15	2,5

Значения e для тарелок других конструкций рассчитывают по уравнениям, приведенным ниже.

Для ситчатых тарелок

$$e = 0,000077 (73/\sigma) (w/h_c)^{3,2} \quad (VI.53)$$

Для колпачковых тарелок унос жидкости можно определять из следующей зависимости [3]:

$$3600 E h_c^{2,59} \mu_x \sigma^{0,4} = f (w \sqrt{\rho_y/\rho_x}) \quad (VI.54)$$

где E — масса жидкости, уносимой с 1 м^2 свободной площади сечения колонны (за вычетом переливного устройства), $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; μ_x — в $\text{мПа} \cdot \text{с}$; σ — в $\text{мН}/\text{м}$.

Значения $f (\sqrt{w \rho_y/\rho_x})$ приведены на рис. VI.5.

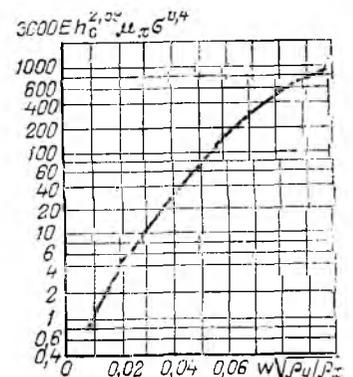


Рис. VI.5. График для определения уноса на колпачковых тарелках.

Для провальных тарелок по уравнению (VI.52) найдем:

$$0,1 = 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 5,65 \cdot 10^{-2} \left(\frac{1060}{20} \right)^{1,1} \cdot \frac{2,47^{2,56}}{h_c^{2,56}}$$

Решая относительно h_c , получим: $h_c = 0,343$ м. Тогда расстояние между тарелками

$$h = 0,157 + 0,343 = 0,5 \text{ м}$$

Расстояние между тарелками стальных колонных аппаратов следует выбирать из ряда: 200; 250; 300; 350; 400; 450; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1200 мм.

Выберем расстояние между тарелками абсорбера, равным $h = 0,5$ м. Тогда высота тарельчатой части абсорбера

$$H_T = (n - 1) h = (61 - 1) 0,5 = 30 \text{ м}$$

Примем (см. раздел 1.7) расстояние между верхней тарелкой и крышкой абсорбера 2,5 м; расстояние между нижней тарелкой и днищем абсорбера 4,0 м. Тогда общая высота абсорбера

$$H_a = 30 + 2,5 + 4,0 = 36,5 \text{ м}$$

2.7. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТАРЕЛОК АБСОРБЕРА

Гидравлическое сопротивление тарелок абсорбера определяют по формуле

$$\Delta P_a = \Delta P_n \quad (\text{VI.55})$$

Полное гидравлическое сопротивление одной тарелки ΔP складывается из трех слагаемых:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_n + \Delta P_\sigma \quad (\text{VI.56})$$

Гидравлическое сопротивление сухой (неоросаеваемой) тарелки

$$\Delta P_c = \xi \frac{\omega^2}{2F_c^2} \rho_y \quad (\text{VI.57})$$

Значения коэффициентов сопротивления ξ сухих тарелок различных конструкций приведены ниже [3; 5]:

Тарелка	ξ
Колпачковая	4,0—5,0
Клапанная	3,6
Ситчатая	1,1—2,0
Провальная с щелевидными отверстиями	1,4—1,5

Принимая $\xi = 1,5$, получим:

$$\Delta P_c = 1,5 \frac{2,47^2 \cdot 0,464}{0,2^2 \cdot 2} = 53,0 \text{ Па}$$

Гидравлическое сопротивление газо-жидкостного слоя (пены) на тарелке

$$\Delta P_n = g \rho_x h_0 \quad (\text{VI.58})$$

$$\Delta P_n = 9,8 \cdot 1060 \cdot 0,0295 = 306 \text{ Па}$$

Гидравлическое сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения [3]:

$$\Delta P_\sigma = 4\sigma/d_3 \quad (\text{VI.59})$$

$$\Delta P_\sigma = 4 \cdot 20 \cdot 10^{-3} / 0,012 = 6,7 \text{ Па}$$

Тогда полное гидравлическое сопротивление

$$\Delta P = 53 + 306 + 6,7 = 365,7 \text{ Па}$$

Гидравлическое сопротивление всех тарелок абсорбера

$$\Delta P_a = 365,7 \cdot 61 = 22\,310 \text{ Па}$$

3. СРАВНЕНИЕ ДАННЫХ РАСЧЕТА НАСАДОЧНОГО И ТАРЕЛЬЧАТОГО АБСОРБЕРОВ

Результаты расчетов насадочного и тарельчатого абсорберов приведены ниже:

Параметр	Насадочный абсорбер	Тарельчатый абсорбер
Диаметр, м	3,8	2,6
Высота, м	45,3	36,5
Объем, м ³	2053	194
Число абсорберов, шт.	4	1
Скорость газа, м/с	1,15	2,47
Гидравлическое сопротивление контактных элементов, Па	1116	22 310

Сравнение этих данных и их анализ показывают, что применение тарельчатого абсорбера позволяет существенно сократить размеры колонн, однако при этом значительно возрастают энергетические затраты на преодоление газовым потоком сопротивления абсорбера. Окончательное решение о применении того или другого типа аппаратов может дать лишь полный сравнительный технико-экономический расчет.

Учет влияния на протекание процесса массопередачи таких явлений, как брызгоунос в тарельчатых колоннах, перемешивание и байпасирование потоков, показан на примере расчета процесса ректификации (см. гл. VII).

Схема расчета насадочных и тарельчатых аппаратов для проведения процесса физической абсорбции, не осложненной химической реакцией, одновременно протекающими тепловыми процессами (неизотермическая абсорбция); процессами, связанными с промежуточным отбором или рециркуляцией жидкости, существенно отражающихся на структуре потоков, показана на рис. VI.6.

Примеры расчетов осложненных процессов абсорбции приведены в монографии [3].

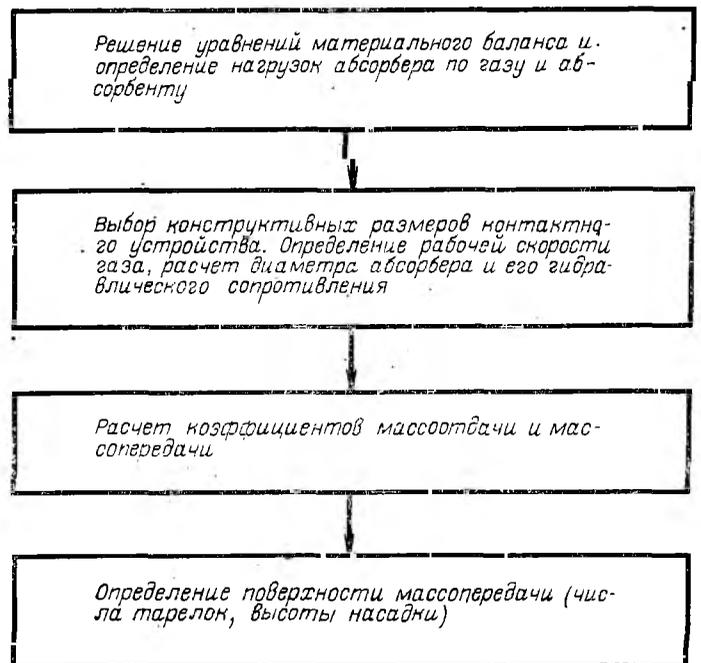
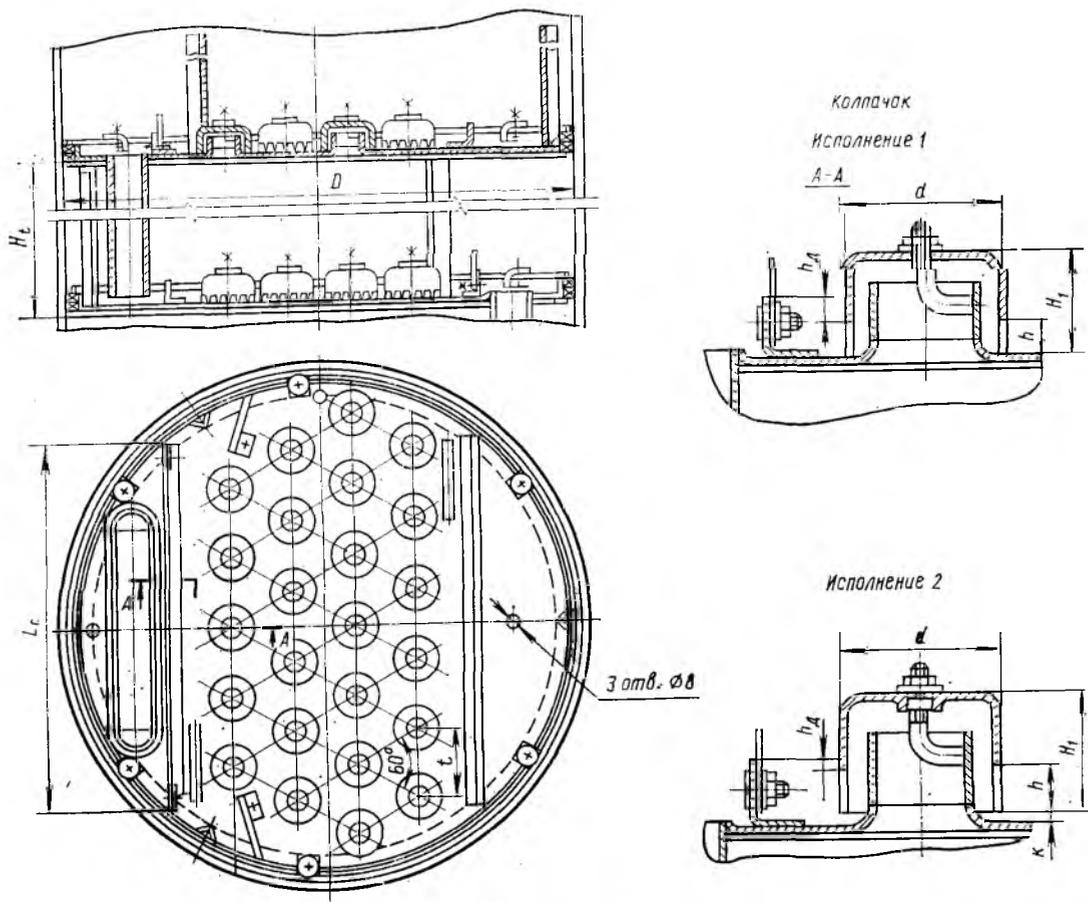


Рис. VI.6. Схема расчета абсорбционных аппаратов.

Приложение 2. Тарелки колонных аппаратов

Тарелка колпачковая типа ТСК-1



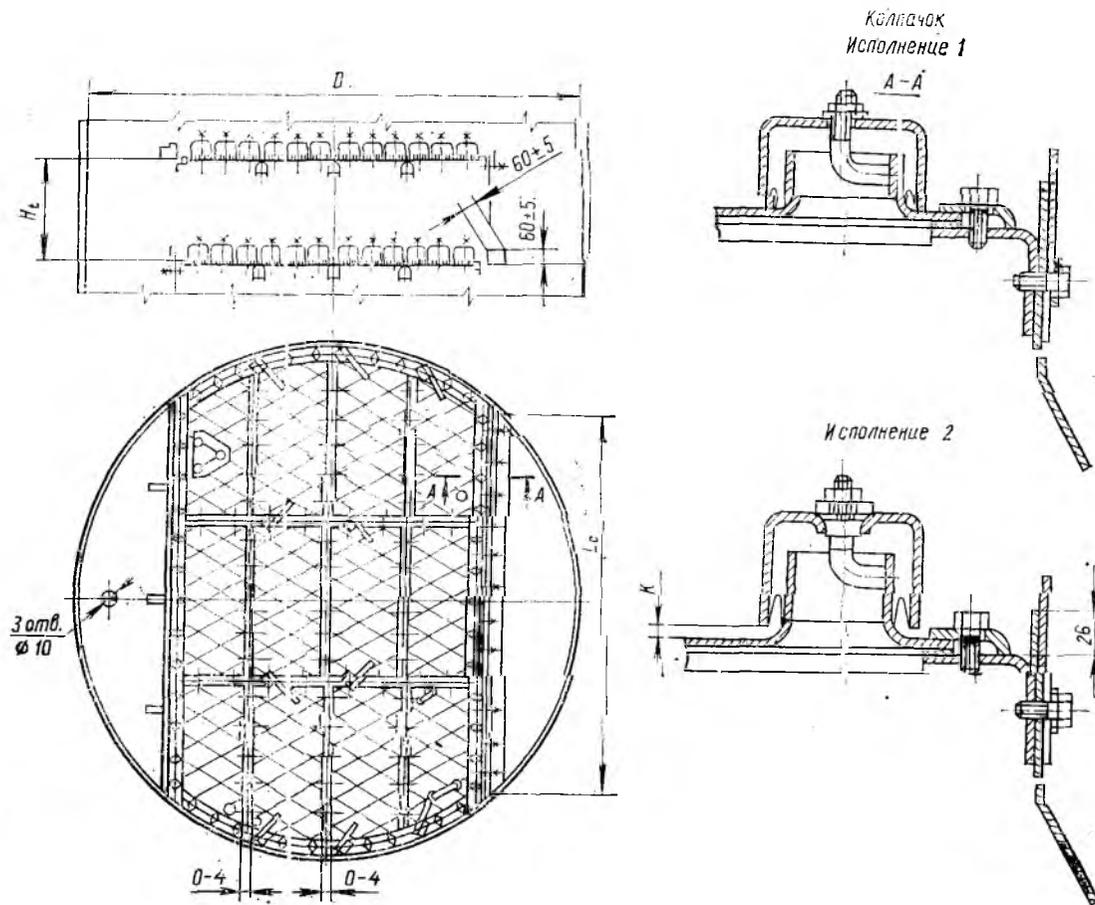
Тарелка типа ТСК-1.

Техническая характеристика тарелок типа ТСК-1

ОСТ 26-01-282-71

Диаметр колонны D , мм	Свободное сечение колонны, m^2	Длина линии барботажа, м	Периметр слива L_c , m^2	Площадь слива, m^2	Площадь паровых патрубков, m^2	Относительная площадь для прохода паров, %	h_d при h			Число колпачков	Диаметр колпачка d , мм	Шаг t , мм	Исполнение колпачка					Масса колпачка в кг (при $h = 20$ мм, $H_t = 300$ мм) для исполнения	
							h_d при h						1		2			1	2
							15	20	30				H_1 , мм	h , мм	H_1 , мм	h , мм	K , мм		
400	0,126	1,33	0,302	0,005	0,008	6,35				7	60	90	50		60			10	10,7
500	0,196	2,45	0,4	0,007	0,015	8				13	60	90	50		60			13	13,88
600	0,28	3,25	0,48	0,012	0,027	10	5—30	5—40		13	80	110	55	15; 20	70	20; 30	0—10	18	21,3
800	0,503	6	0,57	0,021	0,049	9,7				24	80	110	55		70			28	30,4
1000	0,78	9,3	0,8	0,05	0,073	9				37	80	110	55		70			39	42,7

Тарелка колпачковая типа ТСК-Р

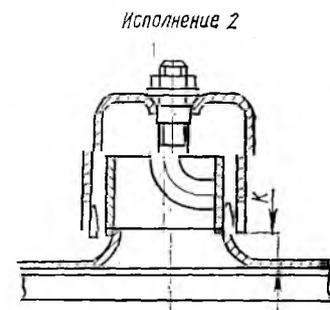
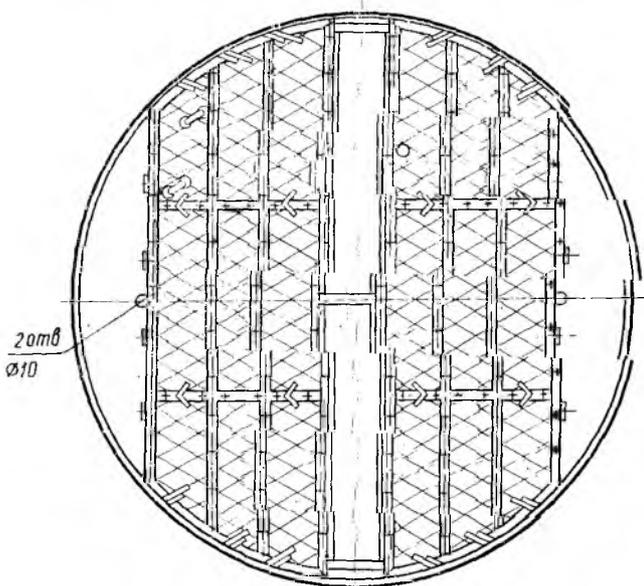
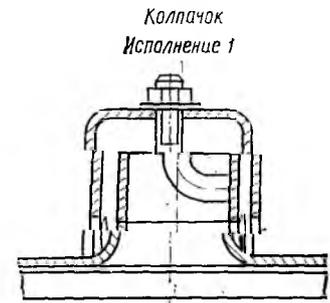
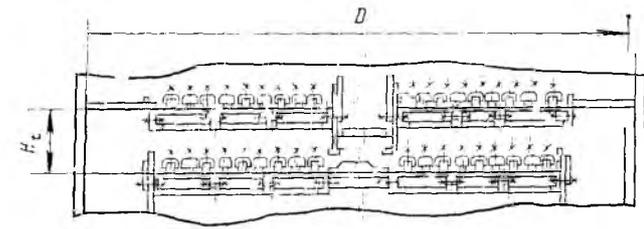


Тарелка типа ТСК-Р.

Техническая характеристика тарелок типа ТСК-Р
(по ОСТ 26-808—73)

Диаметр колонны D , мм	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600
Свободное сечение колонны, m^2	0,78	1,13	1,54	2,01	2,54	3,14	3,81	4,52	5,31	6,16	7,07	8,04	9,08	10,18
Длина линии барботажа, м	10,8	12,3	15,4	20,7	25,8	36,4	44,6	52,8	60,3	72,8	80,4	75,4	83,8	87,6
Периметр слива L_c , м	0,665	0,818	1,09	1,238	1,419	1,455	1,606	1,775	2,032	2,096	2,39	2,36	2,62	2,88
Сечение перелива, m^2	0,064	0,099	0,198	0,269	0,334	0,33	0,412	0,505	0,674	0,686	0,902	0,88	1,128	1,441
Свободное сечение тарелки, m^2	0,09	0,129	0,162	0,219	0,272	0,385	0,471	0,557	0,638	0,769	0,849	1,18	1,32	1,37
Относительная площадь для прохода паров, %	11,5	11,4	10,5	10,9	10,7	12,2	12,3	12,3	12,1	12,5	12,1	14,6	14,5	13,5
Масса, кг	57,8	68,6	90,3	118,3	146	179,3	211,6	240,8	305	349,7	355	509	546	582

Тарелки колпачковые типов ТСК-РЦ, ТСК-РБ



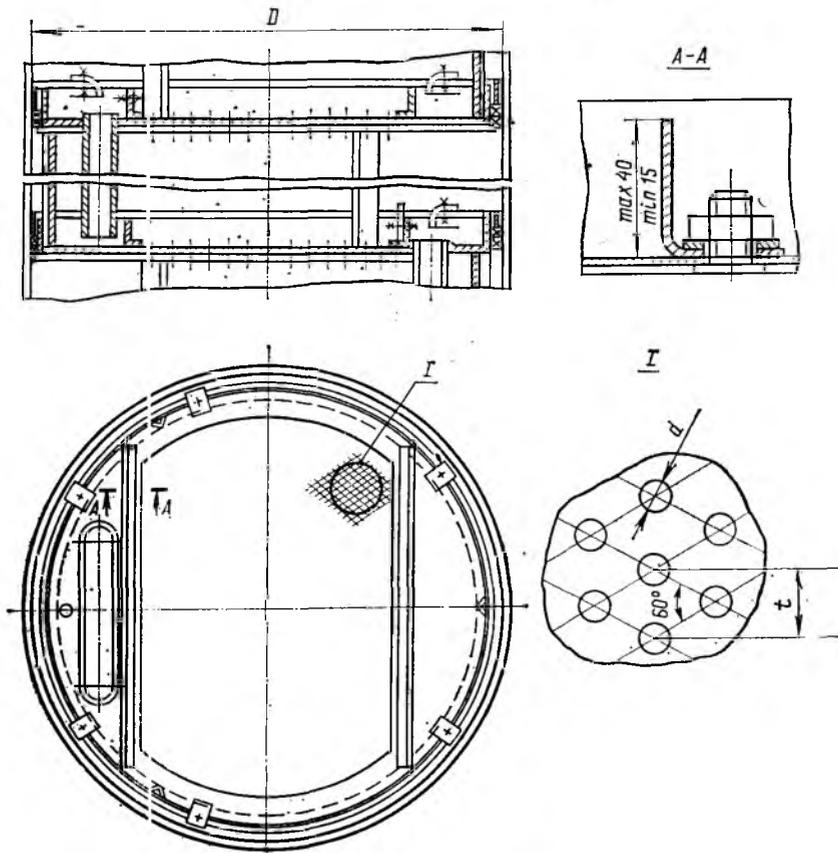
Тарелки типов ТСК-РЦ, ТСК-РБ.

Техническая характеристика тарелок типов ТСК-РЦ и ТСК-РБ (по ОСТ 26-1111-74)

Диаметр колонны D, мм	1400		1600		1800		2000		2200	
	ТСК-РЦ	ТСК-РБ								
Свободное сечение колонны, м ²	1,54		2,01		2,54		3,14		3,8	
Длина линии барботажа, м	15,1		16,97		23,88		27,65		37,7	
Периметр слива, м	2,34	1,932	2,74	2,22	3,15	2,304	3,55	2,792	3,95	2,77
Сечение перелива, м ²	0,211	0,251	0,259	0,311	0,277	0,334	0,404	0,536	0,426	0,464
Свободное сечение тарелки, м ²	0,134		0,179		0,252		0,292		0,398	
Относительная площадь для прохода паров, %	8,7		8,91		9,92		9,3		10,44	
Масса, кг	140	136	161	155	184	176	242	233	308	298
Диаметр колонны D, мм	2400		2600		2800		3200		3600	
	ТСК-РЦ	ТСК-РБ								
Свободное сечение колонны, м ²	4,52		5,31		6,16		8,04		10,18	
Длина линии барботажа, м	49,02		55,3		67,87		62,2		83,84	
Периметр слива, м	4,35	2,824	4,75	3,368	5,15	3,412	5,95	4,446	6,75	4,896
Сечение перелива, м ²	0,444	0,458	0,582	0,696	0,629	0,674	1,064	1,372	1,273	1,582
Свободное сечение тарелки, м ²	0,518		0,584		0,717		0,975		1,318	
Относительная площадь для прохода паров, %	11,45		11		11,63		12,13		12,95	
Масса, кг	362	340	373	356	443	441	593	557	694	668

Примечание. Зазор K (см. рис.) принимать по ГОСТ 9634-75.

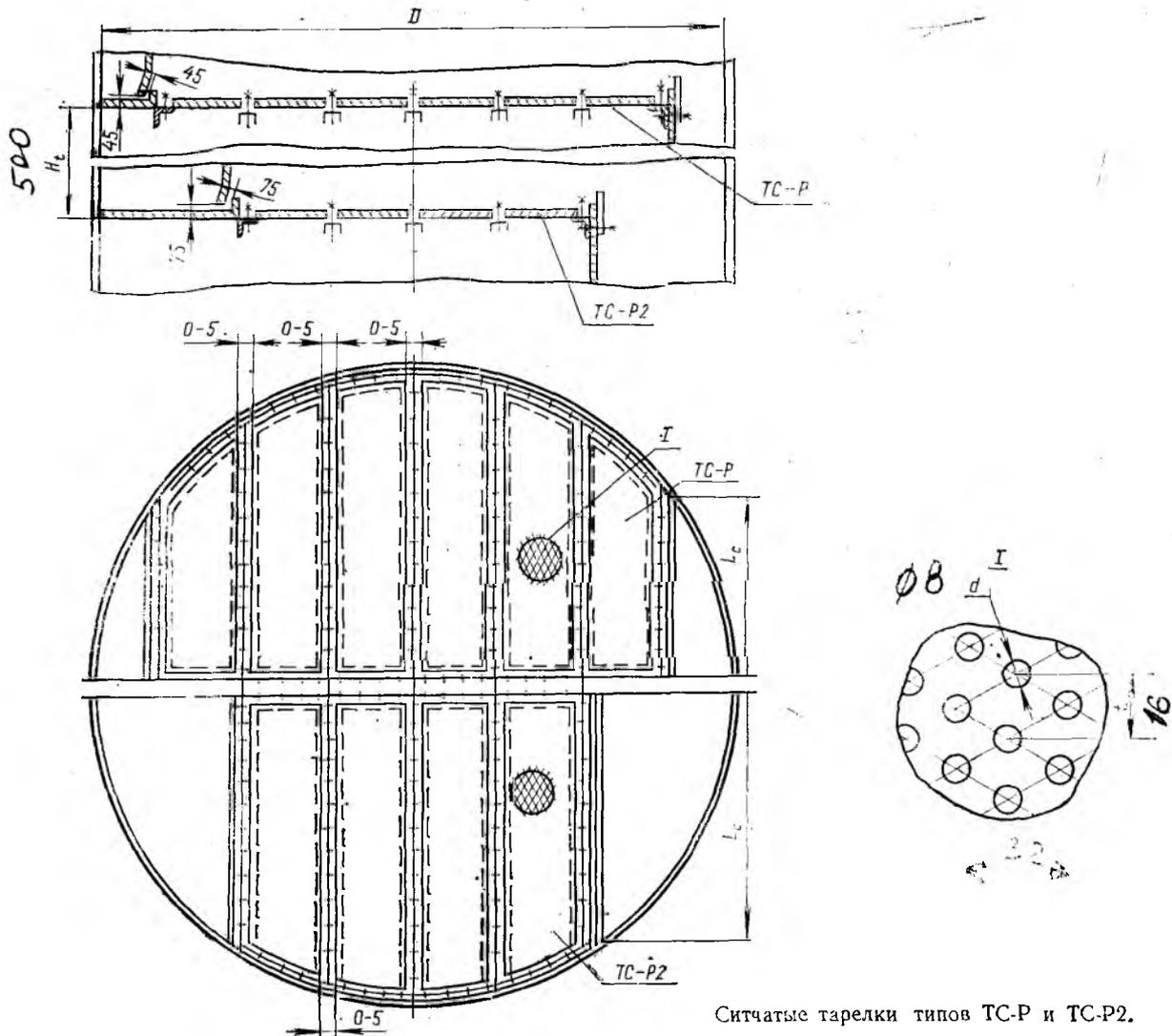
Ситчатая тарелка типа ТС



Ситчатая тарелка типа ТС.

Техническая характеристика тарелок типа ТС
ОСТ 26-805-73

Диаметр колонны D, мм	Свободное сечение колонны, м ²	Рабочее сечение тарелки, м ²	Диаметр отверстия d, мм				Сечение перелива, м ²	Относительная площадь перелива, %	Периметр слива, м	Масса, кг
			3	4	5	8				
			Шаг между отверстиями t, мм							
			7-12	8-13	10-18	16-25				
Относительное свободное сечение тарелки, %										
400	0,126	0,051	6,62-2,26	9,1-2,56	9,1-2,78	9,1-3,7	0,004	3,81	0,302	8,2
500	0,196	0,089	7,57-2,62	10,3-2,93	10,3-3,18	10,3-4,22	0,1	3,6	0,4	10
600	0,28	0,14	8,2-2,8	11,2-3,2	11,2-3,46	11,2-4,6	0,1	4,3	0,48	13,6
800	0,51	0,41	10,25-3,49	14-3,96	13,9-4,3	14-5,7	0,016	4,1	0,57	21
1000	0,785	0,713	10-3,38	13,6-3,86	13,6-4,2	13,6-5,55	0,036	4,6	0,8	41,5



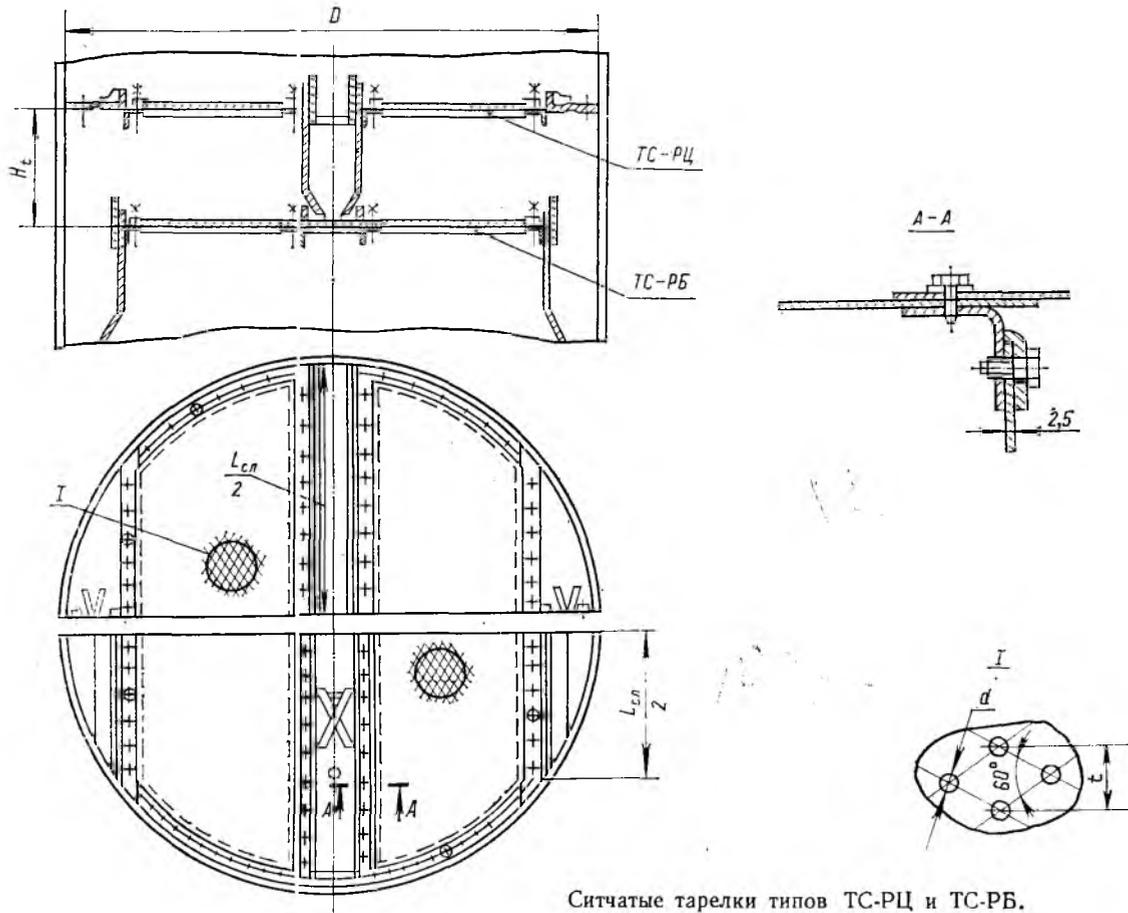
Ситчатые тарелки типов ТС-Р и ТС-Р2.

Техническая характеристика тарелок типов ТС-Р и ТС-Р2 (ОСТ 26-805—73)

Диаметр колонны D, мм	Тип тарелки	Свободное сечение колонны, м²	Рабочее сечение тарелки	Диаметр отверстия d, мм				Сечение перелива, м²	Относительная площадь перелива, %	Периметр слива Lc, м	Масса, кг
				3	4	5	8				
				Шаг между отверстиями t, мм							
				7-12	8-15	10-17	16-15				
				Относительное свободное сечение тарелки, %							
1200	ТС-Р	1,13	1,01	8,4—2,75	11,1—3,13	11,1—3,4	11,1—4,5	0,06	5,3	0,722	62
	ТС-Р2	1,13	0,896	7,65—2,6	10,4—2,97	10,4—3,25	10,4—4,28	0,117	10,53	0,884	58
1400	ТС-Р	1,54	1,368	8,5—3,48	13,9—3,96	13,9—4,3	13,9—5,71	0,087	5,65	0,86	72
	ТС-Р2	1,54	1,072	8,5—3,23	12,9—3,67	12,9—3,99	12,9—5,29	0,234	19,2	1,135	73
1600	ТС-Р	2,01	1,834	10,4—3,58	14,7—4,06	14,7—4,42	14,7—5,86	0,088	4,4	0,795	89
	ТС-Р2	2,01	1,426	10,3—3,5	14,1—3,98	14,1—4,32	14,1—5,74	0,292	14,5	1,28	85
1800	ТС-Р	2,54	2,294	13,8—4,7	18,8—5,34	18,8—5,8	18,8—7,69	0,123	4,85	1,05	115
	ТС-Р2	2,54	1,64	13,2—4,5	18—5,14	18—5,57	18—7,4	0,45	17,7	1,52	96,5
2000	ТС-Р	3,14	2,822	11,6—3,95	15,8—4,5	15,8—4,89	15,8—6,49	0,159	5,06	1,19	120
	ТС-Р2	3,14	2,09	8,2—2,78	11,4—3,17	11,4—3,44	11,4—4,57	0,525	16,7	1,66	107
2200	ТС-Р	3,8	3,478	13,3—4,48	17,9—5,08	17,9—5,52	17,9—7,32	0,161	4,25	1,24	138
	ТС-Р2	3,8	2,46	7,9—2,68	10,7—3,06	10,7—3,32	10,7—4,37	0,67	15	1,35	137
2400	ТС-Р	4,52	3,9	11,1—3,78	15,3—4,29	15,3—4,62	15,3—6,18	0,317	6,9	1,57	172
	ТС-Р2	4,52	2,96	9,2—6,12	12,5—3,59	12,5—3,85	12,5—5,11	0,77	17	2	162,5
2600	ТС-Р	5,3	4,784	12,2—4,17	16,7—4,73	16,7—5,3	16,7—6,81	0,258	4,88	1,54	200
	ТС-Р2	5,3	3,27	7,5—2,58	10,4—2,9	10,4—3,15	10,4—4,18	1,015	19,2	2,25	188
2800	ТС-Р	6,16	5,64	13,7—4,65	18,6—5,28	18,6—5,73	18,6—7,6	0,26	4,2	1,575	218
	ТС-Р2	6,16	3,96	7,75—2,64	10,5—2,99	10,5—3,26	10,5—4,32	1,1	17,0	2,385	189
3000	ТС-Р	7,06	6,43	12,5—4,27	17,1—4,83	17,1—5,25	17,1—6,96	0,315	4,4	1,715	340
	ТС-Р2	7,06	4,52	5,5—1,87	7,5—2,12	7,46—2,31	7,5—3,06	1,27	18	2,61	220
3200	ТС-Р	8,04	7,268	13—4,42	17,7—5,02	17,7—5,45	17,7—7,23	0,385	4,7	1,86	265
	ТС-Р2	8,04	5,03	8,7—2,96	11,8—3,37	11,8—3,65	11,8—4,85	1,505	13,7	2,74	255
3400	ТС-Р	9,06	8,308	11,9—4,07	16,3—4,61	16,3—5	16,3—6,64	0,376	4,15	1,905	290
	ТС-Р2	9,06	5,88	9,2—3,12	12,5—3,56	12,5—3,85	12,5—5,13	1,59	17,6	2,87	270
3600	ТС-Р	10,2	9	11,9—4,05	16,2—4,6	16,2—5	16,2—6,64	4,59	5,7	2,24	305
	ТС-Р2	10,2	6,3	8,11—2,75	11,1—3,13	11,1—3,4	11,1—4,52	1,95	19,1	3,1	295

Примечания. 1. Шаг расположения отверстий принимается в указанных пределах через 1 мм. 2. В таблице указана масса тарелки при шаге между отверстиями 10 мм и диаметре отверстия 3 мм. Расстояния между тарелками для колонных аппаратов диаметром 400—1000 мм $H_c = 300$ мм, для колонных аппаратов диаметром 1200—3600 мм $H_c = 500$ мм. 3. Плотность при подсчете массы 7,85.

Ситчатые тарелки типов ТС-РЦ и ТС-РБ

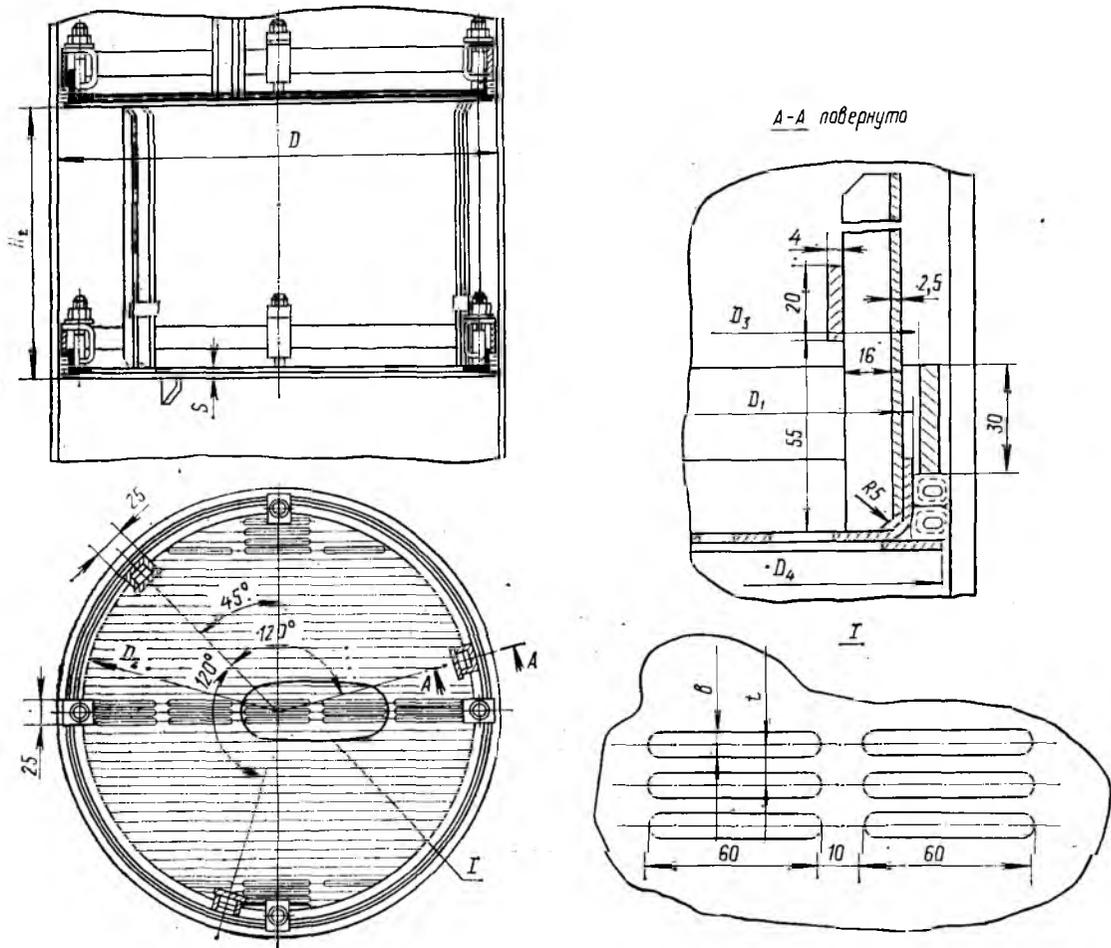


Ситчатые тарелки типов ТС-РЦ и ТС-РБ.

Техническая характеристика тарелок типов ТС-РЦ и ТС-РБ (ОСТ 26-805-73)

Диаметр колонны D, мм	1400		1600		1800		2000		2200	
	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ
Свободное сечение колонны, м ²	1,51		2,01		2,54		3,14		3,8	
Рабочее сечение тарелки, м ²	1,078		1,44		1,928		2,2		2,92	
Относительное свободное сечение, %										
при d, мм при t, мм										
8 16-25	6,82-2,32		7,48-2,55		8,81-2,99		9,26-3,15		9,64-3,28	
5 10-18	9,28-2,64		10,18-2,89		11,99-3,41		12,6-3,58		13,13-3,73	
4 8-15	9,28-2,86		10,18-3,14		11,99-3,7		12,6-3,89		13,13-4,05	
3 7-12	9,28-3,8		10,18-4,17		11,99-4,91		12,6-5,16		13,13-5,38	
Сечение перелива, м ²	0,211	0,251	0,259	0,311	0,277	0,334	0,404	0,536	0,426	0,464
Относительная площадь перелива, %	13,7	16,3	12,9	15,4	10,9	13,2	12,8	17,1	11,2	12,2
Периметр слива L _{сд} , м	2,34	1,932	2,74	2,22	3,15	2,304	3,55	2,792	3,95	2,77
Масса, кг	123	119	140	134	157	149	208	199	263	251
Диаметр колонны D, мм	2400		2600		2800		3200		3600	
	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ	ТС-РЦ	ТС-РБ
Свободное сечение колонны, м ²	4,52		5,3		6,16		8,04		10,2	
Рабочее сечение тарелки, м ²	3,68		4,032		4,857		5,604		7,325	
Относительное свободное сечение, %										
при d, мм при t, мм										
8 16-25	10,48-3,56		9,93-3,38		10,62-3,61		9,33-3,17		9,93-3,39	
5 10-18	14,26-4,05		13,5-3,84		14,46-4,11		12,7-3,61		13,5-3,86	
4 8-15	14,26-4,4		13,5-4,17		14,46-4,46		12,7-3,92		13,5-4,19	
3 7-12	14,26-5,84		13,5-5,53		14,46-5,92		12,7-5,2		13,5-5,56	
Сечение перелива, м ²	0,444	0,458	0,582	0,696	0,629	0,674	1,064	1,372	1,273	1,582
Относительная площадь перелива, %	9,8	10,1	11	13,2	10,2	10,9	13,2	17,1	12,5	15,5
Периметр слива L _{сд} , м	4,35	2,824	4,75	3,368	5,15	3,412	5,95	4,446	6,75	4,896
Масса, кг	360	280	305	288	360	358	525	488	600	570

Решетчатая тарелка типа ТС-Р

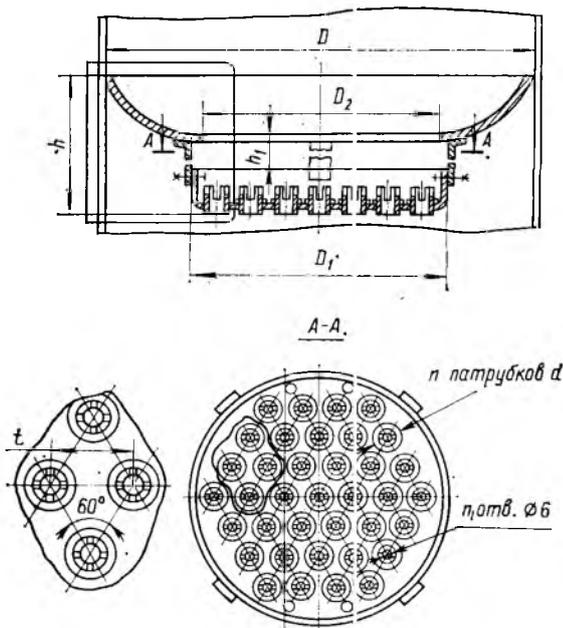


Решетчатая тарелка типа ТС-Р.

Техническая характеристика тарелок типа ТС-Р (ОСТ 26-675—72)

Диаметр ко- лонны D , мм	Свободное сечение ко- лонны, m^2	D_1 , мм	D_2 , мм	D_3 , мм	D_4 , мм	h , мм	s , мм	Шаг t , мм											Масса, кг	
								8	10	12	14	15	18	20	22	24	28	32		36
								Относительное свободное сечение тарелки, m^2/m^2												
400	0,125	380	360	386	395	4	2,5	0,18	0,15	0,13	0,11	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	—	—	—	5,1
500	0,196	480	460	485	495	4		0,19	0,15	0,14	0,12	0,11	0,1	0,09	0,07	0,06	—	—	—	7,6
600	0,283	580	560	585	595	4		0,2	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,1	0,08	0,07	—	—	—	10
800	0,503	780	760	785	795	4		0,21	0,17	0,15	0,13	0,11	0,1	0,09	0,08	0,07	—	—	—	14,7

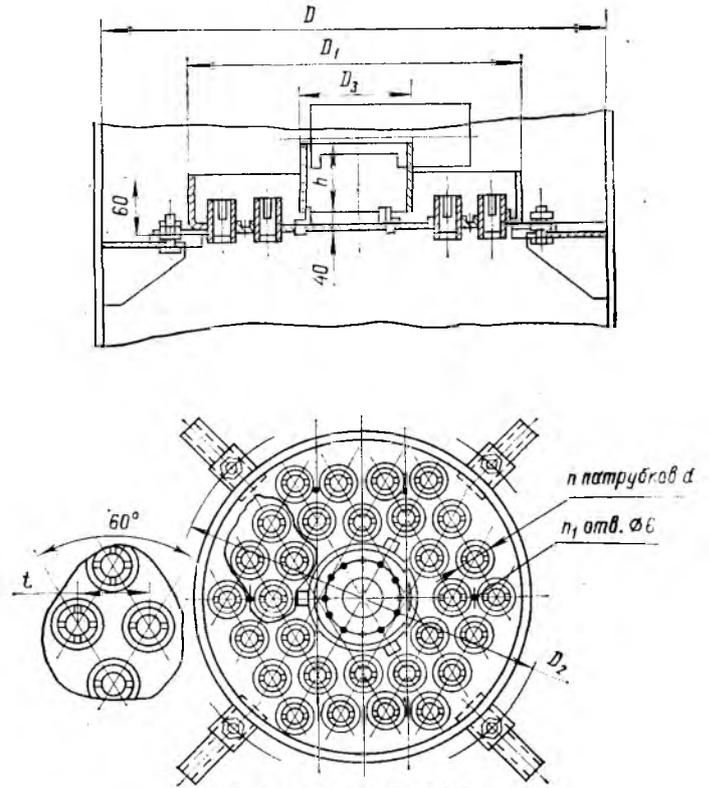
Распределительная тарелка типа ТСН-II



Тарелка типа ТСН-II.

Техническая характеристика тарелок типа ТСН-II (ОСТ 26-705-73)

Распределительная тарелка типа ТСН-III



Тарелка типа ТСН-III.

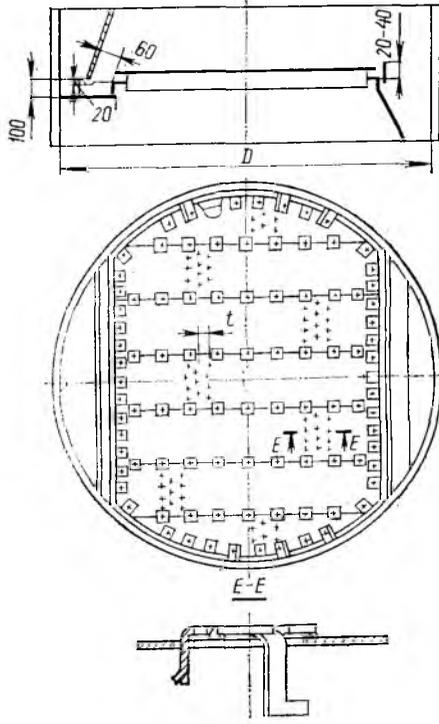
Техническая характеристика тарелок типа ТСН-III (ОСТ 26-705-73)

Диаметр колонны D, мм	Свободное сечение колонны, м²	D ₁ , мм	D ₂ , мм	h, мм	h ₁ , мм	Жидкостной патрубков			
						d, мм	t, мм	количество n	свободное сечение, м²
400	0,126	320	300	185	50	32	—	13	0,0006
500	0,196	350	330	215	50	32	—	19	0,0006
600	0,283	380	360	315	130	32	—	25	0,0006
800	0,503	480	460	350	130	45	80	25	0,0013
1000	0,785	580	560	470	210	45	80	37	0,0013
1200	1,13	780	760	510	210	45	80	61	0,0013
1400	1,539	980	960	520	210	45	80	110	0,0013
1600	2,01	1170	1150	645	310	57	95	110	0,0022
1800	2,545	1170	1150	705	310	57	95	110	0,0022
2000	3,141	1370	1350	730	310	57	95	156	0,0022
2200	3,801	1570	1550	745	310	57	95	212	0,0022
2400	4,524	1770	1750	845	380	57	95	276	0,0022
2600	5,309	1770	1750	900	380	57	95	276	0,0022
2800	6,157	2000	1950	915	380	57	95	352	0,0022

Диаметр колонны D, мм	Свободное сечение колонны, м²	D ₁ , мм	D ₂ , мм	D ₃ , мм	h, мм	Жидкостной патрубков			
						d, мм	t, мм	количество n	свободное сечение, м²
400	0,126	320	260	110	—	32	—	12	0,0006
500	0,196	350	290	110	—	32	—	16	0,0006
600	0,283	380	460	130	—	32	—	21	0,0006
800	0,503	480	560	160	—	45	—	24	0,0013
1000	0,785	580	660	190	—	45	80	30	0,0013
1200	1,13	780	860	220	150	45	80	54	0,0013
1400	1,539	980	1060	260	150	45	80	96	0,0013
1600	2,01	1170	1250	310	150	57	95	96	0,0022
1800	2,545	1170	1250	310	150	57	95	96	0,0022
2000	3,141	1370	1450	330	180	57	95	142	0,0022
2200	3,801	1570	1650	360	180	57	95	194	0,0022
2400	4,524	1770	1850	400	200	57	95	254	0,0022
2600	5,309	1770	1850	400	200	57	95	254	0,0022
2800	6,157	2000	2080	410	200	57	95	330	0,0022

Диаметр колонны D, мм	Параметры тарелки				масса тарелки, кг (ориентировочно)	
	рабочее сечение, м²	сечение слива, м²	максимально допустимая нагрузка по жидкости, м³/(м²·ч)	число отверстий слива жидкости n ₁	из углеродистой стали	из легированной стали
400	0,08	0,0078	195	4	6,1	3,5
500	0,096	0,0115	180	4	9	5,1
600	0,173	0,0151	165	4	11,4	7
800	0,181	0,0326	200	4	16,4	9
1000	0,264	0,0471	190	6	27,3	14,5
1200	0,478	0,0793	220	6	37,1	19,8
1400	0,754	0,144	320	6	48,8	24,6
1600	1,075	0,2421	330	6	65	40,8
1800	1,075	0,2421	270	6	73,1	45,1
2000	1,474	0,3433	300	8	110,5	81,3
2200	1,936	0,4665	335	8	142,6	110,3
2400	2,461	0,6073	365	8	193	137,5
2600	2,461	0,6073	320	8	200	141
2800	3,141	0,7749	345	8	230	180,5

Диаметр колонны D, мм	Параметры тарелки				масса тарелки (ориентировочно), кг	
	рабочее сечение, м²	сечение слива, м²	максимально допустимая нагрузка по жидкости, м³/(м²·ч)	число операций для слива жидкости n ₁	из углеродистой стали	из легированной стали
400	0,08	0,0073	180	8	5,6	3,8
500	0,098	0,0097	155	8	6,9	4,7
600	0,113	0,0127	145	8	7,4	5
800	0,181	0,0313	190	10	10,9	7,6
1000	0,264	0,0391	175	12	14,4	9,7
1200	0,478	0,0703	190	18	23,6	15,7
1400	0,754	0,1249	250	22	35,8	24,5
1600	1,075	0,2112	280	26	52,3	34
1800	1,075	0,2112	240	26	52,3	34
2000	1,474	0,3125	270	30	68,4	52,4
2200	1,938	0,4268	305	34	89,8	72,2
2400	2,461	0,558	330	38	113,5	90
2600	2,461	0,558	290	38	113,5	90
2800	3,141	0,7261	320	42	145,1	114,4



Однопоточная тарелка типа ТКП.

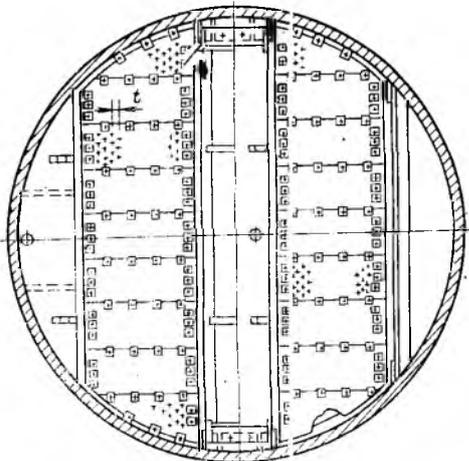
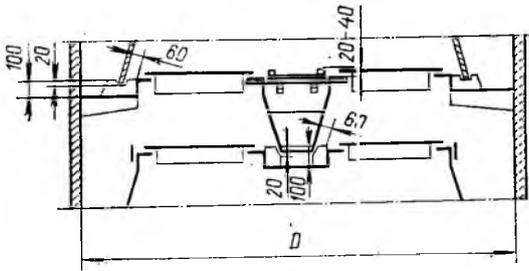
Диаметр колонны D, мм	Масса тарелки, кг (не более) ** 1		
	из углеродистой стали		
	общая	в том числе деталей из коррозионно-стойкой стали	из легированной стали
1000	80	45	55
1200	95	55	70
1400	125	70	90
1600	145	80	100
1800	170	100	125
2000	200	120	145
2200	225	135	170
2400	270	160	200
2600	290	175	220
2800	330	200	240
3000	360	220	270
3200	470	280	350
3400	500	300	395
3600	570	340	445
3800	620	370	480
4000	670	400	520

Клапанная прямооточная однопоточная тарелка типа ТКП

Техническая характеристика однопоточных тарелок типа ТКП (ОСТ 26-02-1401-77)

Диаметр колонны D, мм	Свободное сечение колонны, м²	Рабочее сечение тарелки, м²	Периметр слива, м	Сечение перелива, м²	Шаг t, мм								
					50			75			100		
					Относительное свободное сечение тарелки, %	Число клапанов *	Число рядов клапанов на поток	Относительное свободное сечение тарелки, %	Число клапанов *	Число рядов клапанов на поток	Относительное свободное сечение тарелки, %	Число клапанов *	Число рядов клапанов на поток
Тарелка модификации А													
1000	0,78	0,5	0,84	0,14	7,69	48	6	5,12	32	4	—	—	—
1200	1,13	0,79	0,97	0,17	10,44	94	9	6,63	60	6	5,57	50	5
1400	1,54	1,1	1,12	0,22	11,42	140	12	7,79	96	8	5,84	72	6
1600	2,01	1,47	1,26	0,27	13,23	212	15	8,25	132	10	6,36	102	8
1800	2,55	1,83	1,43	0,3	13,23	268	17	8,46	172	11	6,90	140	9
2000	3,14	2,24	1,6	0,45	13,65	342	19	9,36	234	13	7,03	176	10
2200	3,80	2,76	1,74	0,52	14,26	432	22	9,44	286	15	7,13	216	11
2400	4,52	3,21	1,92	0,66	14,55	524	24	9,55	344	16	7,20	260	12
2600	5,30	3,84	2,05	0,74	14,91	630	27	9,98	422	18	7,71	326	14
2800	6,15	4,41	2,23	0,87	15,25	748	29	10,12	496	19	7,75	380	15
3000	7,07	5,01	2,4	1,03	14,87	838	31	9,95	560	21	7,28	410	16
3200	8,04	5,76	2,54	1,14	15,32	982	34	10,51	674	23	7,70	496	17
3400	9,08	6,44	2,72	1,32	15,38	1112	36	10,22	740	24	7,62	556	18
3600	10,20	7,39	2,85	1,4	15,87	1290	39	9,84	800	26	7,83	636	20
3800	11,30	8,08	3,03	1,61	15,8	1424	41	10,45	938	27	8,66	780	21
4000	12,60	8,96	3,2	1,82	15,83	1590	43	10,67	1072	29	8,08	812	22
Тарелка модификации Б													
1000	0,78	0,6	0,76	0,09	10,3	64	8	5,76	36	5	4,48	28	4
1200	1,13	0,93	0,84	0,1	13,36	120	12	7,57	68	8	6,01	54	6
1400	1,54	1,3	0,93	0,12	14,34	176	16	10,12	124	11	7,46	92	8
1600	2,01	1,65	1,12	0,18	14,72	236	18	10,5	168	12	7,86	126	9
1800	2,55	2,17	1,2	0,19	16	328	22	10,62	216	15	7,1	144	11
2000	3,14	2,68	1,32	0,23	16,87	422	25	10,15	254	17	8,88	222	13
2200	3,80	3,18	1,51	0,31	16,57	502	27	11,23	340	18	5,7	260	14
2400	4,52	3,77	1,65	0,37	17,23	620	30	11,43	412	20	8,78	316	15
2600	5,30	4,52	1,73	0,39	18,23	770	34	12,35	522	23	9,14	386	17
2800	6,15	5,35	1,8	0,4	18,58	910	38	12,45	610	25	9,31	456	19
3000	7,07	5,94	2,04	0,56	18,18	1024	39	12,15	684	26	9,3	524	20
3200	8,04	6,88	2,11	0,58	18,82	1210	43	12,76	818	29	9,68	620	22
3400	9,08	7,76	2,26	0,68	18,91	1368	46	12,66	916	31	9,5	688	23
3600	10,20	8,73	2,38	0,73	19,11	1554	49	12,77	1036	33	9,67	786	25
3800	11,30	9,54	2,57	0,88	19,08	1720	51	12,65	1140	34	9,72	876	26
4000	12,60	10,78	2,64	0,91	19,38	1946	55	12,98	1304	37	9,84	988	28

* Число клапанов на тарелке может быть уменьшено на 5 % по сравнению с указанным в таблице.
 ** Приведена масса при расстоянии между тарелками 600 мм.



Двухпоточная тарелка типа ТКП.

Клапанная прямоточная двухпоточная тарелка типа ТКП

Техническая характеристика двухпоточных тарелок типа ТКП (ОСТ 26-02-1401-76)

Диаметр колонны D, мм	Масса тарелки, кг (не более) ***		
	из углеродистой стали		из легированной стали
	общая	в том числе деталей из коррозионно-стойкой стали	
1400	190	60	125
1600	230	70	140
1800	270	80	160
2000	360	110	210
2200	390	120	230
2400	430	130	275
2600	470	145	300
2800	520	155	330
3000	570	170	370
3200	620	185	420
3400	680	210	470
3600	750	230	520
3800	820	250	560
4000	900	270	620

Диаметр колонны D, мм	Свободное сечение колонны, м²	Рабочее сечение тарелки, м²	Периметр слива *, м	Сечение перелива **, м²	Шаг z, мм								
					50			75			100		
					Относительное свободное сечение тарелки, %	Число клапанов **	Число рядов клапанов на поток	Относительное свободное сечение тарелки, %	Число клапанов **	Число рядов клапанов на поток	Относительное свободное сечение тарелки, %	Число клапанов **	Число рядов клапанов на поток

Тарелка модификации А

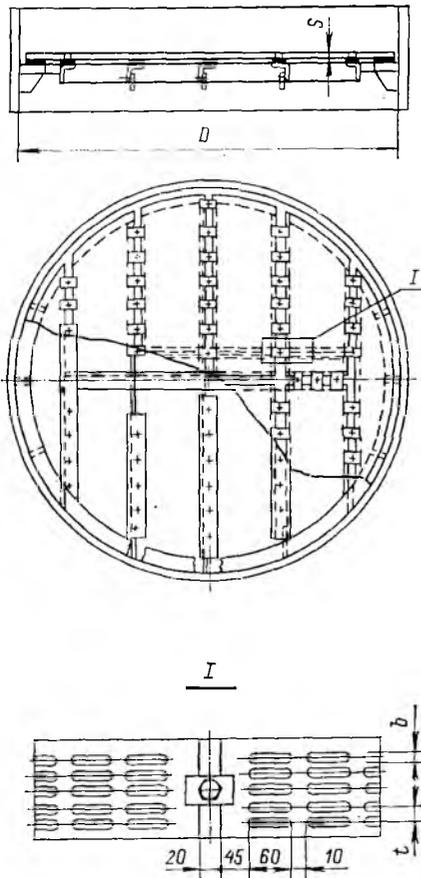
1400	1,54	1,02	1,88	0,22	6,3	78	3	—	—	—	—	—	—	—
1600	2,01	1,25	2,24	0,33	7,24	116	4	5,65	90	3	—	—	—	—
1800	2,55	1,72	2,4	0,38	8,09	164	6	5,14	104	4	—	—	—	—
2000	3,14	2,08	2,64	0,46	8,95	224	7	6,24	156	5	4,95	124	4	4
2200	3,80	2,51	3,02	0,53	9,12	276	8	5,94	180	5	4,48	136	4	4
2400	4,52	2,93	3,3	0,69	9,56	344	9	6,56	236	6	5,34	192	5	5
2600	5,30	3,62	3,46	0,76	11,4	480	11	7,4	312	7	6,1	256	6	6
2800	6,15	4,36	3,6	0,81	12,32	604	13	8,66	424	9	6,78	332	7	7
3000	7,07	4,74	4,08	1,03	11,68	656	13	8,03	452	9	6,11	344	7	7
3200	8,04	5,59	4,22	1,12	12,35	788	15	8,66	536	10	6,27	416	8	8
3400	9,08	6,23	4,52	1,32	12,3	890	16	8,61	624	11	6,24	452	8	8
3600	10,18	7,11	4,76	1,43	12,75	1032	17	8,3	672	11	6,67	540	9	9
3800	11,34	7,68	5,14	1,69	12,8	1148	18	8,65	776	12	6,46	580	9	9
4000	12,57	8,75	5,28	1,79	13,4	1336	20	8,79	876	13	6,82	680	10	10

Тарелка модификации Б

1400	1,54	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1600	2,01	1,42	2,06	0,26	9,75	156	5	5,65	90	3	5,65	90	3	3
1800	2,55	1,88	2,26	0,3	9,27	188	7	6,91	140	5	5,13	104	4	4
2000	3,14	2,41	2,4	0,32	11,35	234	9	7,66	192	6	6,24	156	5	5
2200	3,80	2,92	2,72	0,36	11,63	352	10	8,05	244	7	5,94	180	5	5
2400	4,52	3,39	2,98	0,5	11,69	420	11	7,57	272	7	6,45	232	6	6
2600	5,30	4,03	3,24	0,55	13,35	564	13	9,3	392	9	7,15	308	7	7
2800	6,15	4,89	3,3	0,58	14,02	688	15	9,4	464	10	7,48	368	8	8
3000	7,07	5,39	3,66	0,77	14	784	16	9,44	532	11	7,09	396	8	8
3200	8,04	6,18	3,92	0,83	14,29	912	17	9,34	600	11	7,5	480	9	9
3400	9,08	7,11	4,08	0,89	14,28	1032	19	10,11	732	13	7,8	564	10	10
3600	10,18	8,07	4,26	0,95	15,5	1256	21	10,42	840	14	8,05	652	11	11
3800	11,34	8,93	4,46	1,11	15,3	1380	22	10,5	940	15	7,7	692	11	11
4000	12,57	10,00	4,7	1,22	16,04	1608	24	10,68	1060	16	8,1	800	12	12

* Приведены минимальные сечения переливов (одного центрального и двух боковых) и минимальный периметр слива.
 ** Число клапанов на тарелке может быть уменьшено на 5 % по сравнению с указанными в таблице.
 *** Приведена масса при расстоянии между тарелками 600 мм.

Решетчатая тарелка типа ТР



Тарелка типа ТР.

Техническая характеристика решетчатых тарелок типа ТР (ОСТ 26-666-72)

Диаметр колонны D, мм	Материал тарелки	s, мм	b, мм	Шаг щелей t, мм				Относительное свободное сечение тарелки, м ² /м ²
				8	10	12	14	
				1000	Легированная сталь	2	4	
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,27	0,22	0,19	
1200	Легированная сталь	2	4	0,24	0,21	0,16	0,14	0,18
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,32	0,24	0,20	
1400	Легированная сталь	2	4	0,25	0,21	0,18	0,16	0,20
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,32	0,26	0,23	
1600	Легированная сталь	2	4	0,26	0,20	0,17	0,14	0,19
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,31	0,25	0,21	
1800	Легированная сталь	2	4	0,28	0,22	0,18	0,15	0,20
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,32	0,27	0,23	
2000	Легированная сталь	2	4	0,26	0,20	0,17	0,15	0,11
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,31	0,26	0,28	
2200	Легированная сталь	2	4	0,27	0,20	0,18	0,15	0,11
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,32	0,26	0,22	
2400	Легированная сталь	2	4	0,27	0,22	0,18	0,16	0,11
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,31	0,27	0,22	
2600	Легированная сталь	2	4	0,3	0,21	0,18	0,16	0,11
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,31	0,27	0,24	
2800	Легированная сталь	2	4	0,27	0,24	0,19	0,16	0,11
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,36	0,28	0,23	
3000	Легированная сталь	2	4	0,28	0,22	0,18	0,16	0,11
	Углеродистая сталь	4	6	—	0,33	0,28	0,24	

Диаметр колонны D, мм	Шаг щелей t, мм								Масса тарелки, кг (не более)
	16	18	20	22	24	28	32	36	
	Относительное свободное сечение тарелки, м ² /м ²								
1000	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	—	—	—	38
	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	55
1200	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	—	—	—	49
	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09	0,08	72
1400	0,16	0,12	0,10	0,09	0,08	—	—	—	60
	0,20	0,17	0,16	0,15	0,14	0,11	0,1	0,09	91
1600	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	—	—	—	79
	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,11	0,1	0,09	123
1800	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	—	—	—	94
	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13	0,11	0,1	0,09	148
2000	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	—	—	—	129
	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13	0,11	0,1	0,09	199
2200	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	—	—	—	151
	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,1	0,09	235
2400	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	—	—	—	196
	0,20	0,18	0,16	1,15	0,13	0,12	0,1	0,09	301
2600	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	—	—	—	228
	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,1	0,09	335
2800	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	—	—	—	249
	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,1	0,09	367
3000	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	—	—	—	285
	0,21	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,1	0,09	389

ЛИТЕРАТУРА

1. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 9-е, М., Химия, 1973. 750 с.
2. Справочник коксохимика. Т. 3, М., Металлургия, 1966. 391 с.
3. Рамм В. М. Абсорбция газов. М., Химия, 1976. 655 с.
4. Коробчанский И. Е., Кузнецов М. Д. Расчет аппаратуры для улавливания химических продуктов коксования. М., Металлургия, 1972. 295 с.
5. Александров И. А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. М., Химия, 1978. 277 с.
6. Лашинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчеты химической аппаратуры. Л., Машиностроение, 1970. 752 с.
7. Стабников В. Н. Расчет и конструирование контактных устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов. Киев, Техніка, 1970. 208 с.
8. Павлов К. Ф., Ромацьков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов. Л., Химия, 1976. 552 с.
9. Бретинайдер С. Свойства газов и жидкостей. М.—Л., Химия, 1970. 535 с.
10. Хоблер Т. Массопередача и абсорбция. Л., Химия, 1964. 479 с.
11. Дытнерский Ю. И. Хим. и нефт. машиностроение, 1964, № 3, с. 13—15.
12. Колонные аппараты. Каталог. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1978. 31 с.
13. Касаткин А. Г., Дытнерский Ю. И., Кочергин Н. В. Тепло- и массоперенос. Минск, Наука и техника, т. 4, 1966, с. 12—17.

Глава VII

РЕКТИФИКАЦИОННАЯ УСТАНОВКА

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — удельная поверхность, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
 - D — коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$;
 - d — диаметр, м ;
 - F — расход исходной смеси, $\text{кг}/\text{с}$;
 - G — расход пара, $\text{кг}/\text{с}$;
 - g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;
 - H, h — высота, м ;
 - K — коэффициент массопередачи;
 - L — расход жидкой фазы, $\text{кг}/\text{с}$;
 - M — мольная масса, $\text{кг}/\text{кмоль}$;
 - m — коэффициент распределения;
 - N — число теоретических ступеней разделения;
 - n — число единиц переноса;
 - P — расход дистиллята, $\text{кг}/\text{с}$;
 - R — флегмовое число;
 - T, t — температура, град;
 - U — плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;
 - W — расход кубовой жидкости, $\text{кг}/\text{с}$;
 - w — скорость пара, $\text{м}/\text{с}$;
 - x — концентрация жидкой фазы;
 - y — концентрация паровой фазы;
 - β — коэффициент массоотдачи;
 - ε — свободный объем, $\text{м}^3/\text{м}^3$;
 - ρ — плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 - μ — вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$;
 - σ — поверхностное натяжение, $\text{Н}/\text{м}$;
 - ψ — коэффициент смачиваемости;
 - Re — критерий Рейнольдса;
 - Fr — критерий Фруда;
 - Gc — критерий гидравлического сопротивления;
 - Nu' — диффузионный критерий Нуссельта;
 - Pr' — диффузионный критерий Прандтля.
- Индексы:
- b — параметры бензола;
 - t — параметры толуола;
 - v — укрепляющая (верхняя) часть колонны;
 - n — исчерпывающая (нижняя) часть колонны;
 - F — параметры исходной смеси;
 - P — параметры дистиллята;
 - W — параметры кубовой жидкости;
 - x — жидкая фаза;
 - y — паровая фаза;
 - $ср$ — средняя величина;
 - $э$ — эквивалентный размер.

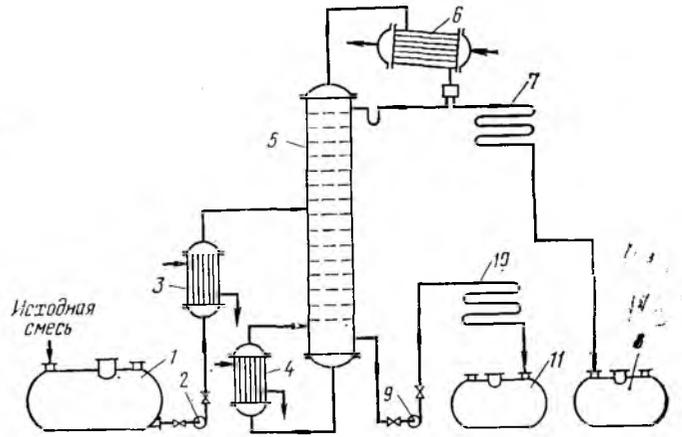


Рис. VII.1. Принципиальная схема ректификационной установки:

1 — емкость для исходной смеси; 2, 9 — насосы; 3 — теплообменник-подогреватель; 4 — кипятильник; 5 — ректификационная колонна; 6 — дефлегматор; 7 — холодильник дистиллята; 8 — емкость для сбора дистиллята; 9 — холодильник кубовой жидкости; 10 — емкость для кубовой жидкости.

Принципиальная схема ректификационной установки представлена на рис. VII.1. Исходная смесь из промежуточной емкости 1 центробежным насосом 2 подается в теплообменник 3, где подогревается до температуры кипения. Нагретая смесь поступает на разделение в ректификационную колонну 5 на тарелку питания, где состав жидкости равен составу исходной смеси x_F .

Стекая вниз по колонне, жидкость взаимодействует с поднимающимся вверх паром, образующимся при кипении кубовой жидкости в кипятильнике 4. Начальный состав пара примерно равен составу кубового остатка x_W , т. е. обеднен легколетучим компонентом. В результате массообмена с жидкостью пар обогащается легколетучим компонентом. Для более полного обогащения верхнюю часть колонны орошают в соответствии с заданным флегмовым числом жидкостью (флегмой) состава x_P , которая получается в дефлегматоре 6 путем конденсации пара, выходящего из колонны. Часть конденсата выводится из дефлегматора в виде готового продукта разделения — дистиллята, который охлаждается в теплообменнике 7, и направляется в промежуточную емкость 8.

Из кубовой части колонны насосом 9 непрерывно выводится кубовая жидкость — продукт, обогащенный труднолетучим компонентом, который охлаждается в теплообменнике 10 и направляется в емкость 11.

Таким образом, в ректификационной колонне осуществляется непрерывный неравновесный процесс разделения исходной бинарной смеси на дистиллят с высоким содержанием легколетучего компонента и кубовой остаток, обогащенный труднолетучим компонентом.

Задание на проектирование. Рассчитать ректификационную колонну непрерывного действия для разделения бинарной смеси бензол—толуол по следующим данным:

производительность по исходной смеси $F = 5 \text{ кг}/\text{с}$;

содержание летучего компонента:

в исходной смеси $\bar{x}_F = 35\%$ (масс.);

в дистилляте $\bar{x}_P = 98\%$ (масс.);

в кубовом остатке $\bar{x}_W = 1,7\%$ (масс.);

давление в паровом пространстве дефлегматора $P = 0,1 \text{ МПа}$.

1. РАСЧЕТ НАСАДОЧНОЙ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Расчет ректификационной колонны сводится к определению ее основных геометрических размеров — диаметра и высоты. Обе эти величины в значительной

Ректификация — массообменный процесс, который осуществляется в большинстве случаев в тротивоточных колонных аппаратах с контактными элементами (насадки, тарелки), аналогичными используемым в процессах абсорбции. Поэтому методы подхода к расчету и проектированию ректификационных и абсорбционных установок имеют много общего. Тем не менее ряд особенностей процесса ректификации (различное соотношение нагрузок по жидкости и пару в нижней и верхней частях колонны, переменный по высоте коэффициент распределения, совместное протекание процессов массо- и теплопереноса) осложняет его расчет.

Одна из сложностей, с которой встречаются проектировщики, заключается в том, что в литературе отсутствуют обобщенные закономерности для расчета кинетических коэффициентов процесса ректификации. В наибольшей степени это относится к колоннам диаметром более 800 мм, с насадками и тарелками, широко применяемыми в химических производствах. Большинство рекомендаций сводится к использованию для расчетов ректификационных колонн кинетических зависимостей, полученных при исследовании абсорбционных процессов. В приведенных в данной главе примерах были использованы в основном эти рекомендации.

Приведены примеры расчетов насадочной (с кольцами Рашига) колонны с использованием модифицированных уравнений массопередачи (метод числа единиц переноса и высоты единицы переноса) и тарельчатой (с ситчатыми тарелками) колонны с определением числа тарелок графо-аналитическим методом (построением кинетической линии). Другие методы расчета, которые могут быть использованы при проектировании ректификационных колонн, приведены в гл. VI на примере расчета абсорбционных колонн.

мере определяются гидродинамическим режимом работы колонны, который, в свою очередь, зависит от скоростей и физических свойств фаз, а также от типа и размеров насадок.

При выборе типа насадок для массообменных аппаратов руководствуются рядом соображений (см. гл. VI, раздел 1.3; там же приведены основные характеристики различных насадок). Наиболее правильно выбор оптимального типа и размера насадки может быть осуществлен на основе технико-экономического анализа общих затрат на разделение в конкретном технологическом процессе.

Ориентировочный выбор размера насадочных тел можно осуществить исходя из следующих соображений. Чем больше размер элемента насадки, тем больше ее свободный объем (живое сечение) и, следовательно, выше производительность. Однако вследствие меньшей удельной поверхности эффективность крупных насадок несколько ниже. Поэтому насадку большого размера применяют, когда требуются высокая производительность и сравнительно невысокая степень чистоты продуктов разделения.

В ректификационных колоннах, работающих при атмосферном давлении, для разделения агрессивных жидкостей, а также в тех случаях, когда не требуется частая чистка аппарата, обычно применяют керамические кольца Рашига. Для данного случая примем насадку из керамических колец Рашига размером $50 \times 50 \times 5$ мм. Удельная поверхность насадки $a = 87,5 \text{ м}^2/\text{м}^3$, свободный объем $\epsilon = 0,785 \text{ м}^3/\text{м}^3$, насыпная плотность $530 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Насадочные колонны могут работать в различных гидродинамических режимах [1]: пленочном, подвисяния и эмульгирования. В колоннах большой производительности с крупной насадкой осуществление процесса в режиме эмульгирования приводит к резкому уменьшению эффективности разделения, что объясняется существенным возрастанием обратного перемешивания жидкости и значительной неравномерностью скорости паров по сечению аппарата. Вернее процесса в режиме подвисяния затруднено вследствие узкого интервала изменения скоростей пара, в котором этот режим существует. Поэтому выберем пленочный режим работы колонны.

Для определения скоростей потоков необходимо определить нагрузки по пару и жидкости.

1.1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС КОЛОННЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ФЛЕГМОВОГО ЧИСЛА

Производительность колонны по дистилляту P и кубовому остатку W определяем из уравнений материального баланса колонны:

$$\begin{aligned} F &= P + W \\ F \bar{x}_F &= P \bar{x}_P + W \bar{x}_W \end{aligned} \quad (\text{VII.1})$$

Откуда находим:

$$\begin{aligned} W &= \frac{F(\bar{x}_P - \bar{x}_F)}{\bar{x}_P - \bar{x}_W} = \frac{5(0,98 - 0,35)}{0,98 - 0,017} = 3,27 \text{ кг/с} \\ P &= F - W = 5 - 3,27 = 1,73 \text{ кг/с} \end{aligned}$$

Нагрузки ректификационной колонны по пару и жидкости определяются значением рабочего флегмового числа R ; его оптимальное значение $R_{\text{опт}}$ можно найти путем технико-экономического расчета. Ввиду отсутствия надежной методики оценки $R_{\text{опт}}$ используют приближенные вычисления, основан-

ные на определении коэффициента избытка флегмы (орошения) β , равного отношению R/R_{min} , где R_{min} — минимальное флегмовое число:

$$R_{\text{min}} = \frac{x_P - y_F^*}{y_F^* - x_F} \quad (\text{VII.2})$$

где x_F и x_P — мольные доли легколетучего компонента соответственно в исходной смеси и дистилляте, кмоль/кмоль смеси; y_F^* — концентрация легколетучего компонента в паре, находящемся в равновесии с исходной смесью, кмоль/кмоль смеси.

Обычно коэффициент избытка флегмы, при котором достигается оптимальное флегмовое число, не превышает 1,3 [2]. Предложено [3] находить R по минимальному значению $N(R+1)$, полагая, что это произведение пропорционально объему ректификационной колонны (N — число ступеней изменения концентрации, или теоретических тарелок). Определим R рекомендуемым способом.

Пересчитаем составы фаз из массовых в мольные доли по соотношению

$$x_F = \frac{\bar{x}_F/M_B}{x_F/M_B + (1 - \bar{x}_F)/M_T} \quad (\text{VII.3})$$

где M_B и M_T — молекулярные массы соответственно бензола и толуола, кг/кмоль.

Получим:

$$x_P = \frac{0,35/78}{0,35/78 + (1 - 0,35)/92} = 0,388 \text{ кмоль/кмоль смеси}$$

Аналогично найдем: $x_P = 0,983$ кмоль/кмоль смеси; $x_W = 0,02$ кмоль/кмоль смеси.

Тогда минимальное флегмовое число равно:

$$R_{\text{min}} = \frac{0,983 - 0,61}{0,61 - 0,388} = 1,68$$

Задав различные значения коэффициентов избытка флегмы β , определим соответствующие флегмовые числа. Графическим построением ступеней изменения концентраций между равновесной и рабочими линиями в диаграмме состав пара y — состав жидкости x (рис. VII.2, а) находим N [1]. Равновесные данные для различных систем приведены в справочнике [4]. Результаты расчетов рабочего флегмового числа приведены ниже и представлены на рис. VII.3.

β	1,07	1,36	1,74	2,33	3,30	5,26
R	1,80	2,28	2,93	3,92	5,55	8,83
N	23	17	14,5	12,5	11,5	10,0
$N(R+1)$	64,4	55,8	57,0	61,5	75,3	98,3

Минимальное произведение $N(R+1)$ соответствует флегмовому числу $R = 2,1$. При этом коэффициент избытка флегмы $\beta = 2,1 : 1,68 = 1,25$. На рис. VII.4 изображены рабочие линии и ступени изменения концентраций для верхней (укрепляющей) и нижней (исчерпывающей) частей колонны в соответствии с найденным значением R .

Средние массовые расходы (нагрузки) по жидкости для верхней и нижней частей колонны определяются из соотношений:

$$L_B = PR \frac{M_B}{M_P} \quad (\text{VII.4})$$

$$L_H = PR \frac{M_H}{M_P} + F \frac{M_H}{M_F} \quad (\text{VII.5})$$

где M_P и M_F — мольные массы дистиллята и исходной смеси; M_B и M_H — средние мольные массы жидкости в верхней и нижней частях колонны.

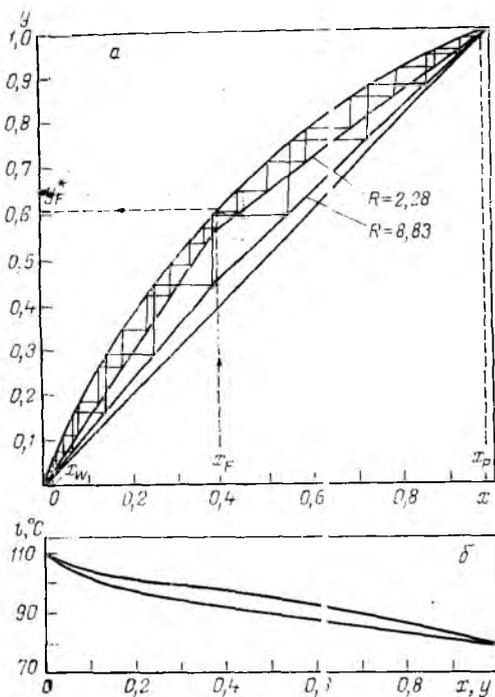


Рис. VII.2. Диаграммы равновесия между паром и жидкостью при постоянном давлении:

a — в координатах состав пара y — состав жидкости x (здесь же показано графическое определение числа ступеней изменения концентраций при различных флегмовых числах); *b* — в координатах температура t — состав пара y и жидкости x .

Мольную массу дистиллята в данном случае можно принять равной мольной массе легколетучего компонента — бензола. Мольная масса жидкости в верхней и нижней частях колонны соответственно равна:

$$\begin{aligned} M_{\text{в}} &= M_{\text{б}}x_{\text{ср. в}} + M_{\text{т}}(1 - x_{\text{ср. в}}) \\ M_{\text{н}} &= M_{\text{б}}x_{\text{ср. н}} + M_{\text{т}}(1 - x_{\text{ср. н}}) \end{aligned} \quad (\text{VII.6})$$

где $M_{\text{б}}$ и $M_{\text{т}}$ — мольные массы бензола и толуола; $x_{\text{ср. в}}$ и $x_{\text{ср. н}}$ — средний мольный состав жидкости соответственно в верхней и нижней части колонны:

$$x_{\text{ср. в}} = \frac{x_{\text{п}} + x_{\text{ф}}}{2} = \frac{0,983 + 0,388}{2} = 0,686 \text{ кмоль/кмоль смеси}$$

$$x_{\text{ср. н}} = \frac{x_{\text{ф}} + x_{\text{в}}}{2} = \frac{0,388 + 0,02}{2} = 0,204 \text{ кмоль/кмоль смеси}$$

Тогда

$$M_{\text{в}} = 78 \cdot 0,686 + 92(1 - 0,686) = 82,4 \text{ кг/кмоль}$$

$$M_{\text{н}} = 78 \cdot 0,204 + 92(1 - 0,204) = 89,1 \text{ кг/кмоль}$$

Мольная масса исходной смеси

$$M_{\text{ф}} = 78 \cdot 0,388 + 92(1 - 0,388) = 86,6 \text{ кг/кмоль}$$

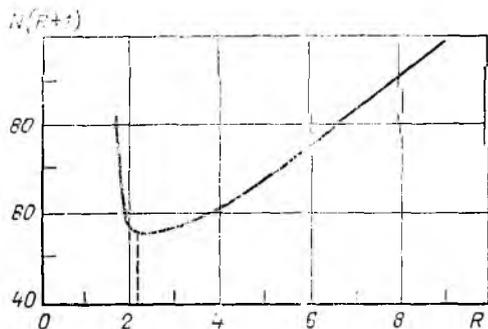


Рис. VII.3. Определение рабочего флегмового числа.

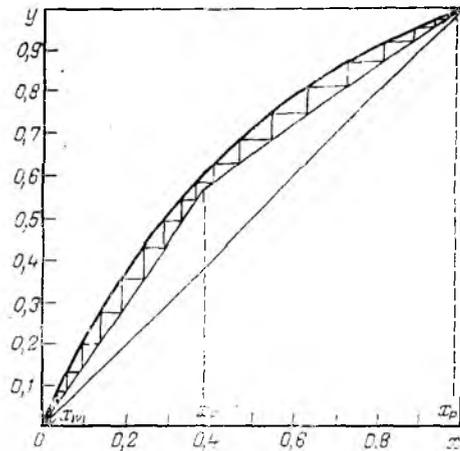


Рис. VII.4. Изображение рабочих линий в $y-x$ диаграмме при действительном флегмовом числе.

Подставив, получим:

$$L_{\text{в}} = 1,73 \cdot 2,1 \frac{82,4}{78} = 3,84 \text{ кг/с}$$

$$L_{\text{н}} = 1,73 \cdot 2,1 \frac{89,1}{78} + 5,0 \frac{89,1}{86,6} = 9,29 \text{ кг/с}$$

Средние массовые потоки пара в верхней $G_{\text{в}}$ и нижней $G_{\text{н}}$ частях колонны соответственно равны:

$$G_{\text{в}} = P(R+1) \frac{M'_{\text{в}}}{M_{\text{п}}} \quad G_{\text{н}} = P(R+1) \frac{M'_{\text{н}}}{M_{\text{п}}} \quad (\text{VII.7})$$

Здесь $M'_{\text{в}}$ и $M'_{\text{н}}$ — средние мольные массы паров в верхней и нижней частях колонны:

$$\begin{aligned} M'_{\text{в}} &= M_{\text{б}}y_{\text{ср. в}} + M_{\text{т}}(1 - y_{\text{ср. в}}) \\ M'_{\text{н}} &= M_{\text{б}}y_{\text{ср. н}} + M_{\text{т}}(1 - y_{\text{ср. н}}) \end{aligned} \quad (\text{VII.8})$$

где

$$y_{\text{ср. в}} = \frac{y_{\text{п}} + y_{\text{ф}}}{2} = \frac{0,983 + 0,58}{2} = 0,78 \text{ кмоль/кмоль смеси}$$

$$y_{\text{ср. н}} = \frac{y_{\text{ф}} + y_{\text{в}}}{2} = \frac{0,58 + 0,02}{2} = 0,3 \text{ кмоль/кмоль смеси}$$

Тогда

$$M'_{\text{в}} = 78 \cdot 0,78 + 92(1 - 0,78) = 81,1 \text{ кг/кмоль}$$

$$M'_{\text{н}} = 78 \cdot 0,3 + 92(1 - 0,3) = 87,8 \text{ кг/кмоль}$$

Подставив, получим:

$$G_{\text{в}} = \frac{1,73(2,1+1)81,1}{78} = 5,58 \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{н}} = \frac{1,73(2,1+1)87,8}{78} = 6,04 \text{ кг/с}$$

1.2. РАСЧЕТ СКОРОСТИ ПАРА И ДИАМЕТРА КОЛОННЫ

Выбор рабочей скорости паров обусловлен многими факторами и обычно осуществляется путем технико-экономического расчета для каждого конкретного процесса. Для ректификационных колонн, работающих в пленочном режиме при атмосферном давлении, рабочую скорость можно принимать на 20–30 % ниже скорости захлебывания [5].

Предельную фиктивную скорость пара $w_{\text{п}}$, при которой происходит захлебывание насадочных колонн, определяют по уравнению [6]:

$$\frac{w_{\text{п}}^2 \rho_{\text{п}} \mu_{\text{ж}}^{0,16}}{g \rho_{\text{ж}}^3 \rho_{\text{ж}}} = 1,2 \exp \left[-4 \left(\frac{L}{G} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,125} \right] \quad (\text{VII.9})$$

где $\rho_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{п}}$ — средние плотности жидкости и пара, кг/м³; $\mu_{\text{ж}}$ — в мПа·с.

Поскольку отношения L/G и физические свойства фаз в верхней и нижней частях колонны различны, определим скорости захлебывания для каждой части отдельно.

Найдем плотности жидкости $\rho_{хв}$ и $\rho_{хн}$ и пара ρ_{yv} и ρ_{yn} в верхней и нижней частях колонны при средних температурах в них t_v и t_n . Средние температуры паров определяем по диаграмме $t-x, y$ (см. рис. VII.2, б).

$$t_v = 89^\circ\text{C}; t_n = 102^\circ\text{C}$$

Тогда

$$\rho_{yv} = \frac{M'_v}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_v} \quad \rho_{yn} = \frac{M'_n}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_n} \quad (\text{VII.10})$$

$$\rho_{yv} = \frac{81,1 \cdot 273}{22,4 (273 + 89)} = 2,73 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{yn} = \frac{87,8 \cdot 273}{22,4 (273 + 102)} = 2,85 \text{ кг/м}^3$$

Плотности жидких бензола и толуола близки [7] поэтому можно принять, что $\rho_{хв} = \rho_{хн} = \mu_x = 796 \text{ кг/м}^3$.

Вязкость жидких смесей μ_x находим по уравнению [8]:

$$\lg \mu_x = x_{cp} \lg \mu_b + (1 - x_{cp}) \lg \mu_t \quad (\text{VII.11})$$

где μ_b и μ_t — вязкости жидких бензола и толуола при температуре смеси [7].

Тогда вязкость жидкости в верхней и нижней части колонны равна соответственно:

$$\lg \mu_{хв} = 0,686 \lg 0,297 + (1 - 0,686) \lg 0,301$$

$$\lg \mu_{хн} = 0,204 \lg 0,261 + (1 - 0,204) \lg 0,271$$

$$\mu_{хв} = 0,298 \text{ мПа}\cdot\text{с} \quad \mu_{хн} = 0,269 \text{ мПа}\cdot\text{с}$$

Предельная скорость паров в верхней части колонны $\omega_{пв}$:

$$\frac{\omega_{пв}^2 87,5 \cdot 2,73 \cdot 0,298^{0,16}}{9,8 \cdot 0,785^3 \cdot 796} = 1,2 \exp \left[-4 \left(\frac{3,84}{5,58} \right)^{0,25} \left(\frac{2,73}{796} \right)^{0,125} \right]$$

отсюда $\omega_{пв} = 1,96 \text{ м/с}$.

Предельная скорость паров в нижней части колонны $\omega_{пн}$:

$$\frac{\omega_{пн}^2 87,5 \cdot 2,85 \cdot 0,269^{0,16}}{9,8 \cdot 0,785^3 \cdot 796} = 1,2 \exp \left[-4 \left(\frac{9,29}{6,04} \right)^{0,25} \left(\frac{2,85}{796} \right)^{0,125} \right]$$

Отсюда $\omega_{пн} = 1,59 \text{ м/с}$.

Примем рабочую скорость ω на 30 % ниже предельной:

$$\omega_v = 0,7 \cdot 1,96 = 1,37 \text{ м/с}$$

$$\omega_n = 0,7 \cdot 1,59 = 1,11 \text{ м/с}$$

Диаметр ректификационной колонны определяют из уравнения расхода:

$$d = \sqrt{4G/\pi\omega\rho} \quad (\text{VII.12})$$

Тогда диаметр верхней и нижней части колонны соответственно равен:

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,58}{3,14 \cdot 1,37 \cdot 2,73}} = 1,38 \text{ м}$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,04}{3,14 \cdot 1,11 \cdot 2,85}} = 1,56 \text{ м}$$

Выберем (см. гл. VI, раздел 1.4) стандартный диаметр обечайки $d = 1,6 \text{ м}$, одинаковый для обеих частей колонны. При этом действительные рабочие скорости паров в колонне будут равны:

$$\omega_v = 1,37 (1,38/1,6)^2 = 1,02 \text{ м/с}$$

$$\omega_n = 1,11 (1,56/1,6)^2 = 1,06 \text{ м/с}$$

что составляет соответственно 52 и 66 % от предельных скоростей.

1.3. РАСЧЕТ ВЫСОТЫ НАСАДКИ

Высоту насадки H рассчитывают по модифицированному уравнению массопередачи [1]:

$$H = n_{oy} h_{oy} \quad (\text{VII.13})$$

где n_{oy} — общее число единиц переноса по паровой фазе; h_{oy} — общая высота единицы переноса, м.

Общее число единиц переноса вычисляют по уравнению

$$n_{oy} = \int_{y_w}^{y_p} \frac{dy}{y^* - y} \quad (\text{VII.14})$$

Этот интеграл определяют обычно методом графического интегрирования:

$$\int_{y_w}^{y_p} \frac{dy}{y^* - y} = S M_x M_y \quad (\text{VII.15})$$

где S — площадь, ограниченная кривой, ординатами y_w и y_p и осью абсцисс (рис. VII.5); M_x, M_y — масштабы осей координат.

Данные для графического изображения функции $\frac{1}{(y^* - y)} = f(y)$ приведены в табл. VII.1.

По рис. VII.5 находим общее число единиц переноса в верхней n_{oyv} и нижней n_{oyn} частях колонны:

$$n_{oyv} = \int_{y_F}^{y_P} \frac{dy}{y^* - y} = 8,37 \quad n_{oyn} = \int_{y_W}^{y_F} \frac{dy}{y^* - y} = 8,75 \quad (\text{VII.16})$$

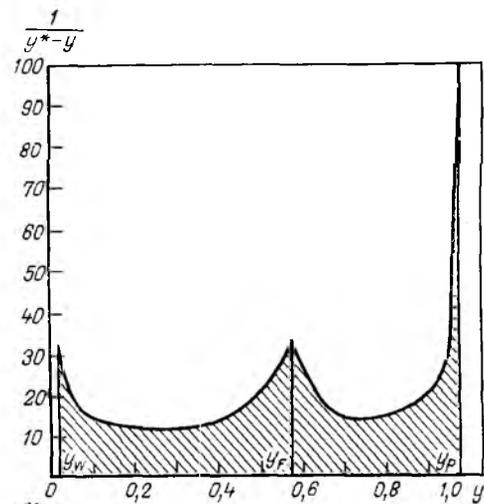


Рис. VII.5. Графическое определение общего числа единиц переноса в паровой фазе для верхней (укрепляющей) части колонны в интервале изменения состава пара от y_F до y_P и для нижней (исчерпывающей) — в интервале от y_W до y_F .

Таблица VII.1. Данные для определения числа единиц переноса

y	$y^* - y$	$\frac{1}{y^* - y}$	y	$y^* - y$	$\frac{1}{y^* - y}$
0,02	0,030	33,3	0,660	0,060	16,7
0,06	0,055	18,2	0,720	0,070	14,3
0,135	0,075	13,3	0,790	0,065	15,4
0,290	0,085	11,8	0,860	0,057	17,5
0,445	0,065	15,4	0,925	0,045	22,2
0,580	0,030	33,3	0,983	0,010	100

Общую высоту единиц переноса h_{0y} находят по уравнению аддитивности:

$$h_{0y} = h_y + \frac{mG}{L} h_x \quad (\text{VII.17})$$

где h_x и h_y — частные высоты единиц переноса соответственно в жидкой и паровой фазах; m — средний коэффициент распределения в условиях равновесия для соответствующей части колонны.

Отношение нагрузок по пару и жидкости G/L , кмоль/кмоль равно:

для верхней части колонны

$$G/L = (R + 1)/R$$

для нижней части колонны

$$G/L = (R + 1)/(R + f)$$

Здесь

$$f = FM_6/PM_F \quad (\text{VII.18})$$

$$f = 5.78/1,73 \cdot 86,6 = 2,6$$

На основании анализа известных уравнений и проведенных по ним сопоставительных расчетов для определения h_x и h_y рекомендуем зависимости [9], результаты вычислений по которым хорошо согласуются с данными, полученными на практике.

Высота единицы переноса в жидкой фазе равна:

$$h_x = 0,258 \Phi c P_{r_x}^{0,5} Z^{1,15} \quad (\text{VII.19})$$

где c и Φ — коэффициенты, определяемые по рис. VII.6, а и VII.6, б; $P_{r_x} = \mu_x / \rho_x D_x$ — критерий Прандтля для жидкости; Z — высота слоя насадки одной секции, которая из условия прочности опорной решетки и нижних слоев насадки, а также из условия равномерности распределения жидкости по насадке не должна превышать 3 м.

Высота единицы переноса в паровой фазе h_y

$$h_y = \frac{0,0175 \psi P_{r_y}^{0,5} d^{1,24} Z^{0,33}}{(L f_1 f_2 f_3)^{0,6}} \quad (\text{VII.20})$$

где ψ — коэффициент, определяемый по рис. VII.6, а;

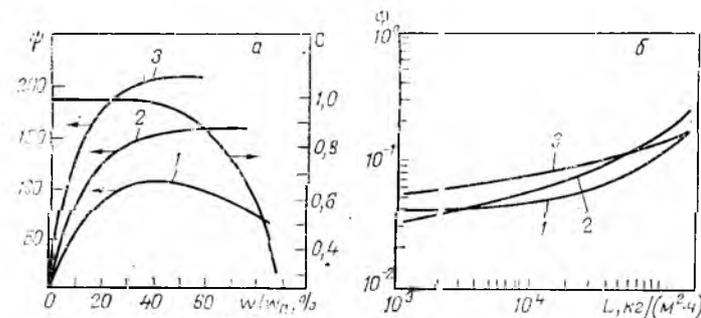


Рис. VII.6. Данные для определения коэффициентов в уравнениях (VII.19) и (VII.20):

а — зависимость коэффициентов c и ψ от отношения рабочей скорости пара к предельной $\omega/\omega_{\text{ли}}$; б — зависимость коэффициента Φ от массовой плотности орошения L ; 1—3 — для керамических колец Рашига размером $25 \times 25 \times 3$ (1), $35 \times 35 \times 4$ (2) и $50 \times 50 \times 5$ (3).

$P_{r_y} = \frac{\mu_y}{\rho_y D_y}$ — критерий Прандтля для пара;

$L_S = \frac{L}{0,785 d^2}$ — массовая плотность орошения, кг/(м²·с);

d — диаметр колонны, м; $f_1 = \mu_x^{0,16}$ (μ_x — в мПа·с);
 $f_2 = (1000/\rho_x)^{1,25}$; $f_3 = (72,8 \cdot 10^{-3}/\sigma)^{0,8}$.

Для расчета h_x и h_y необходимо определить вязкость паров и коэффициенты диффузии в жидкой D_x и паровой D_y фазах. Вязкость паров для верхней части колонны

$$\mu_{yB} = \frac{M'_B}{y_B M_6 / \mu_6 + (1 - y_B) M_T / \mu_T} \quad (\text{VII.21})$$

где μ_6 и μ_T — вязкость паров бензола и толуола при средней температуре верхней части колонны, мПа·с; y_B — средняя концентрация паров: $y_B = (y_P + y_F)/2$.

Подставив, получим:

$$y_B = (0,983 + 0,58)/2 = 0,78$$

$$\mu_{yB} = \frac{81,1}{0,78 \cdot 78/0,0092 + (1 - 0,78) 92/0,0085} = 0,0091 \text{ мПа} \cdot \text{с}$$

Аналогичным расчетом для нижней части колонны находим $\mu_{yH} = 0,0092$ мПа·с.

Вязкости паров μ_{yB} и μ_{yH} близки, поэтому можно принять среднюю вязкость паров в колонне $\mu_y = 0,00915$ мПа·с.

Коэффициент диффузии в жидкости при средней температуре t (в °С) равен:

$$D_x = D_{x20} [1 + b(t - 20)] \quad (\text{VII.22})$$

Коэффициенты диффузии в жидкости D_{x20} при 20 °С можно вычислить по приближенной формуле [8]:

$$D_{x20} = \frac{10^{-6} \sqrt{\frac{1}{M_6} + \frac{1}{M_T}}}{A \cdot B \sqrt{\mu_x} \left(\frac{1}{v_6^3} + \frac{1}{v_T^3} \right)^2} \quad (\text{VII.23})$$

где A, B — коэффициенты, зависящие от свойств растворенного вещества и растворителя; v_6, v_T — молярные объемы компонентов в жидком состоянии при температуре кипения, см³/моль; μ_x — вязкость жидкости при 20 °С, мПа·с.

Тогда коэффициент диффузии в жидкости для верхней части колонны при 20 °С равен:

$$D_{x20} = \frac{10^{-6}}{1,1 \sqrt{0,63} (96^{1/3} + 118,2^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{78} + \frac{1}{92}} = 2,28 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

Температурный коэффициент b определяют по формуле

$$b = 0,2 \sqrt{\mu_x} / \sqrt{\rho_x} \quad (\text{VII.24})$$

Здесь μ_x и ρ_x принимаются при температуре 20 °С. Тогда

$$b = 0,2 \sqrt{0,63} / \sqrt{796} = 0,017$$

Отсюда

$$D_{xB} = 2,28 \cdot 10^{-9} [1 + 0,017(89 - 20)] = 4,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

Аналогично для нижней части колонны находим

$$D_{xH} = 5,11 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

Коэффициент диффузии в паровой фазе может быть вычислен по уравнению

$$D_y = \frac{4,22 \cdot 10^{-2} T^{3/2}}{P \left(\frac{1}{v_6^3} + \frac{1}{v_T^3} \right)^2} \sqrt{\frac{1}{M_6} + \frac{1}{M_T}} \quad (\text{VII.25})$$

где T — средняя температура в соответствующей части колонны, К; P — абсолютное давление в колонне, Па.

Тогда в верхней части колонны $D_{ув}$ равен:

$$D_{ув} = \frac{4.22 \cdot 10^{-2} (273 + 89)^{3/2}}{10^5 (96^{1/3} + 118.2^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{78} + \frac{1}{92}} = 5.06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Аналогичным расчетом найдено значение $D_{ун}$ в нижней части колонны:

$$D_{ун} = 5.39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Таким образом, для верхней части колонны:

$$h_{хв} = 0.258 \cdot 0.068 \cdot 0.92 \left(\frac{0.298 \cdot 10^{-3}}{796 \cdot 4.6 \cdot 10^{-9}} \right)^{0.5} 3^{0.15} = 0.173 \text{ м}$$

$$h_{ув} = \frac{0.0175 \cdot 205 \left(\frac{0.00915 \cdot 10^{-3}}{2.73 \cdot 5.06 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.5} 1.6^{1.24} \cdot 3^{0.33}}{\left[\frac{3.84}{0.785 \cdot 1.6^2} 0.298^{0.16} \left(\frac{1000}{796} \right)^{1.25} \left(\frac{72.8 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-3}} \right)^{0.8} \right]^{0.6}} = 2.54 \text{ м}$$

Для нижней части колонны:

$$h_{хн} = 0.258 \cdot 0.084 \cdot 0.78 \left(\frac{0.269 \cdot 10^{-3}}{796 \cdot 5.11 \cdot 10^{-9}} \right)^{0.5} 3^{0.15} = 0.162 \text{ м}$$

$$h_{ун} = \frac{0.0175 \cdot 205 \left(\frac{0.00915 \cdot 10^{-3}}{2.85 \cdot 5.39 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.5} 1.6^{1.24} \cdot 3^{0.33}}{\left[\frac{8.98}{0.785 \cdot 1.6^2} 0.269^{0.16} \left(\frac{1000}{796} \right)^{1.25} \left(\frac{72.8 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-3}} \right)^{0.8} \right]^{0.6}} = 1.44 \text{ м}$$

По уравнению (VII.17) находим общую высоту единицы переноса для верхней и нижней частей колонны:

$$h_{оув} = 2.54 + 0.625 \frac{2.1 + 1}{2.1} 0.173 = 2.7 \text{ м}$$

$$h_{оун} = 1.44 + 1.51 \frac{2.1 + 1}{2.1 + 2.6} 0.162 = 1.6 \text{ м}$$

Значения $m = 0.625$ для верхней части колонны и $m = 1.51$ — для нижней определены арифметическим усреднением локальных значений m в интервалах изменения составов жидкости соответственно от x_F до x_P и от x_W до x_F .

Высота насадки в верхней и нижней частях колонны равна соответственно:

$$H_B = 2.7 \cdot 8.37 = 22.6 \text{ м} \quad H_H = 1.6 \cdot 8.75 = 14 \text{ м}$$

Общая высота насадки в колонне:

$$H = 22.6 + 14 = 36.6 \text{ м}$$

С учетом того, что высота слоя насадки в одной секции Z равна 3 м, общее число секций в колонне составляет 13 (8 секций в верхней части и 5 — в нижней).

Общую высоту ректификационной колонны определяют по уравнению

$$H_K = Z_n + (n - 1) h_p + Z_B + Z_H \quad (\text{VII.26})$$

где Z — высота насадки в одной секции, м; n — число секций, шт.; h_p — высота промежутков между секциями насадки, в которых устанавливают распределители жидкости, м; Z_B и Z_H — соответственно высота сепарационного пространства над насадкой и расстояние между дном колонны и насадкой, м.

Значения Z_B и Z_H выбирают в соответствии с рекомендациями [10]:

Диаметр колонны, мм	Z_B , мм	Z_H , мм
400—1000	600	1500
1200—2200	1000	2000
2400 и выше	1400	2500

Общая высота колонны

$$H_K = 3 \cdot 13 + 12 \cdot 0.5 + 1.0 + 2.0 = 48 \text{ м}$$

В каталоге [10] приведены конструкции и геометрические размеры тарелок для распределения жидкости, подаваемой на орошение колонны, и устройств для перераспределения жидкости между слоями насадки (см. Приложение VI.2).

1.4. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НАСАДКИ

Гидравлическое сопротивление насадки ΔP находят по уравнению

$$\Delta P = 10^{169U} \Delta P_c \quad (\text{VII.27})$$

Гидравлическое сопротивление сухой неорошаемой насадки ΔP_c рассчитывают по уравнению [1]:

$$\Delta P_c = \lambda \frac{H}{d_o} \frac{w^2 \rho_y}{\epsilon^2} \quad (\text{VII.28})$$

где λ — коэффициент сопротивления сухой насадки, зависящий от режима движения газа в насадке.

Критерий Рейнольдса для газа в верхней и нижней частях колонны соответственно равен:

$$Re_{ув} = \frac{w_B d_o \rho_{ув}}{\epsilon \mu_y} = \frac{1.02 \cdot 0.0359 \cdot 2.73}{0.785 \cdot 0.00915 \cdot 10^{-3}} = 14000$$

$$Re_{ун} = \frac{w_H d_o \rho_{ун}}{\epsilon \mu_y} = \frac{1.06 \cdot 0.0359 \cdot 2.85}{0.785 \cdot 0.00915 \cdot 10^{-3}} = 15100$$

Следовательно, режим движения турбулентный.

Для турбулентного режима коэффициент сопротивления сухой насадки в виде беспорядочно засыпанных колец Рашига находят по уравнению:

$$\lambda = 16/Re_y^{0.2}$$

Для верхней и нижней частей колонны получим соответственно:

$$\lambda_B = 16/14000^{0.2} = 2.36 \quad \lambda_H = 16/15100^{0.2} = 2.34$$

Коэффициенты сопротивления для других режимов и различных типов насадок см. гл. VI (раздел 1.8). Гидравлическое сопротивление сухой насадки в верхней и нижней частях колонны равно:

$$\Delta P_{св} = 2.36 \frac{22.6}{0.0359} \cdot \frac{1.02^2 \cdot 2.73}{0.785^2 \cdot 2} = 3420 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{сн} = 2.34 \frac{14.0}{0.0359} \cdot \frac{1.06^2 \cdot 2.85}{0.785^2 \cdot 2} = 2370 \text{ Па}$$

Плотность орошения в верхней и нижней частях колонны определим по формулам:

$$U_B = \frac{L_B}{\rho_x 0.785 d^2} \quad U_H = \frac{L_H}{\rho_x 0.785 d^2} \quad (\text{VII.29})$$

Подставив, получим:

$$U_B = \frac{3.84}{796 \cdot 0.785 \cdot 1.6^2} = 0.0024 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

$$U_H = \frac{8.98}{796 \cdot 0.785 \cdot 1.6^2} = 0.0056 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Гидравлическое сопротивление орошаемой насадки в верхней и нижней частях колонны:

$$\Delta P_B = 10^{169 \cdot 0.0024} \cdot 3420 = 8120 \text{ Па}$$

$$\Delta P_H = 10^{169 \cdot 0.0056} \cdot 2370 = 21000 \text{ Па}$$

Общее гидравлическое сопротивление орошаемой насадки в колонне:

$$\Delta P = \Delta P_B + \Delta P_H = 8120 + 21000 = 29120 \text{ Па}$$

Гидравлическое сопротивление насадки составляет основную долю общего сопротивления ректификационной колонны. Общее же сопротивление ко-

лонны складывается из сопротивлений орошаемой насадки, опорных решеток, соединительных паропроводов от кипятильника к колонне и от колонны к дефлегматору. Общее гидравлическое сопротивление ректификационной колонны обуславливает давление и, следовательно, температуру кипения жидкости в испарителе. При ректификации под вакуумом гидравлическое сопротивление может существенно отразиться также на относительной летучести компонентов смеси, т. е. изменить положение линии равновесия.

Приведенный расчет выполнен без учета влияния на основные размеры ректификационной колонны ряда явлений (таких как неравномерность распределения жидкости при орошении, обратное перемешивание, тепловые эффекты и др.), что иногда может внести в расчет существенные ошибки. Оценить влияние каждого из них можно, пользуясь рекомендациями, приведенными в литературе [8, 11, 12] и в гл. III. Однако последовательность расчета рекомендуется сохранить и для колонн с насадками других типов. Расчетные зависимости для определения предельных нагрузок по фазам, коэффициентов массоотдачи и гидравлического сопротивления насадок достаточно полно представлены в литературе [1, 11], в главе VI.

2. РАСЧЕТ ТАРЕЛЬЧАТОЙ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Большое разнообразие тарельчатых контактных устройств затрудняет выбор оптимальной конструкции тарелки. При этом наряду с общими требованиями (такими как высокая интенсивность единицы объема аппарата, его стоимость и др.) ряд требований может определяться спецификой производства: большим интервалом устойчивой работы при изменении нагрузок по фазам, способностью тарелок работать в среде загрязненных жидкостей, возможностью защиты от коррозии и т. п. Зачастую эти качества становятся преобладающими, определяющими пригодность той или иной конструкции для использования в каждом конкретном процессе. Для предварительного выбора конструкции тарелок можно воспользоваться табл. VI.2.

Размеры тарельчатой колонны (диаметр и высота) определяются нагрузками по пару и жидкости, типом контактного устройства (тарелки), физическими свойствами взаимодействующих фаз.

Нагрузки по пару и жидкости и флегмовое число были определены ранее при расчете насадочной колонны (см. раздел 1.1).

Ректификацию жидкостей, не содержащих взвешенные частицы и не инкрустирующих, при атмосферном давлении в аппаратах большой производительности часто осуществляют на ситчатых переточных тарелках. Поэтому приведем пример расчета ректификационной колонны с ситчатыми тарелками.

2.1. РАСЧЕТ СКОРОСТИ ПАРА И ДИАМЕТРА КОЛОННЫ

Расчет скорости пара в колоннах с тарелками различных конструкций выполняется по уравнению, приведенным в разделе 2.1 гл. VI. Для ситчатых тарелок рекомендуется уравнение (VI.33).

Допустимая скорость в верхней и нижней частях колонны соответственно равна:

$$w_B = 0,05 \sqrt{796/2,73} = 0,853 \text{ м/с}$$

$$w_H = 0,05 \sqrt{796/2,85} = 0,834 \text{ м/с}$$

Так как скорости w_B и w_H мало отличаются друг от друга, в расчете используем среднюю скорость паров:

$$w = (0,853 + 0,834)/2 = 0,844 \text{ м/с}$$

Ориентировочный диаметр колонны определяют из уравнения расхода:

$$d = \sqrt{4G/\pi w \rho_{г}}$$

Принимаем средний массовый поток пара в колонне G равным полусумме G_B и G_H :

$$G = (5,58 + 6,04)/2 = 5,81 \text{ кг/с}$$

Средняя плотность паров

$$\rho_{г} = \frac{\rho_{гв} + \rho_{гн}}{2} = \frac{2,73 + 2,85}{2} = 2,79 \text{ кг/м}^3$$

Диаметр колонны

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,81}{3,14 \cdot 0,844 \cdot 2,79}} = 1,77 \text{ м}$$

Выберем стандартный диаметр обечайки колонны (см. гл. VI, раздел 1.4) $d = 1,8$ м. При этом действительная рабочая скорость пара будет равна:

$$w = 0,844 (1,77/1,8)^2 = 0,82 \text{ м/с}$$

По каталогу [10] для колонны диаметром 1800 мм выбираем ситчатую однопоточную тарелку ТС-Р со следующими конструктивными размерами (см. гл. VI, Приложение 2):

Диаметр отверстий в тарелке d_0	8 мм
Шаг между отверстиями t	15 мм
Свободное сечение тарелки F_c	18,8 %
Высота переливного порога $h_{п}$	30 мм
Ширина переливного порога b	1050 мм
Рабочее сечение тарелки S_T	2,294 м ²

Скорость пара в рабочем сечении тарелки

$$w_T = w \frac{0,785d^2}{S_T} = 0,82 \frac{0,785 \cdot 1,8^2}{2,294} = 0,91 \text{ м/с}$$

2.2. РАСЧЕТ ВЫСОТЫ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Как было указано выше, число действительных тарелок определяем графо-аналитическим методом (построением кинетической линии) [1]. Для этого необходимо рассчитать общую эффективность массопередачи на тарелке по Мерффи (к. п. д. по Мерффи).

Для перекрестного и перекрестно-прямоточного движения потоков пара и жидкости без учета влияния брызгоуноса эффективность по Мерффи E_{my} может быть вычислена по следующей зависимости [5]:

$$E_{my} = \frac{E'_{my}}{1 + \frac{\theta \lambda}{1 + \lambda} E'_{my}} \quad (\text{VII.30})$$

где

$$E'_{my} = \frac{E_y}{B'} \left[\left(1 + \frac{B'}{S} \right)^S - 1 \right] \quad (\text{VII.31})$$

здесь E_y — локальная эффективность контакта по пару;

S — число секций полного перемешивания;

$$B' = \lambda E_y / (1 - \theta)$$

где θ — доля байпасирующей жидкости, характеризующая

степень поперечной неравномерности потоков;

$\lambda = mG/L$ — фактор массопередачи;

m — коэффициент распределения компонента по фазам в условиях равновесия;
 G/L — соотношение мольных нагрузок по пару и жидкости; для верхней части колонны $G/L = (R + 1)/R$; для нижней части $G/L = (R + 1)/(R + f)$.

Локальная эффективность E_y связана с общим числом единиц переноса по паровой фазе на тарелке n_{oy} следующим соотношением:

$$E_y = 1 - e^{-n_{oy}} \quad (\text{VII.32})$$

где

$$n_{oy} = \frac{K_{yf} M'}{\omega_T \rho_y} \quad (\text{VII.33})$$

Здесь K_{yf} в кмоль/(м²·с); M' — средняя мольная масса паров, кг/кмоль.

В настоящее время нет достаточно надежных данных для определения поверхности контакта фаз, а особенно — эффективной поверхности массопередачи при барботаже на тарелках. Поэтому обычно в расчетах тарельчатых колонн используют коэффициенты массопередачи, отнесенные к единице рабочей площади тарелки (K_{yf}).

Коэффициент массопередачи K_{yf} определяют по уравнению аддитивности фазовых диффузионных сопротивлений:

$$K_{yf} = \frac{1}{1/\beta_{yf} + m/\beta_{xf}} \quad (\text{VII.34})$$

где β_{xf} и β_{yf} — коэффициенты массоотдачи, отнесенные к единице рабочей площади тарелки, соответственно для жидкой и паровой фаз, кмоль/(м²·с).

В литературе приводится ряд зависимостей для определения коэффициентов массоотдачи на тарелках различных конструкций. Однако большинство их получено путем обобщения экспериментальных данных по абсорбции и десорбции газов и испарению жидкостей в газовый поток. В ряде работ показано, что с достаточной степенью приближения эти данные можно использовать для определения коэффициентов массоотдачи процессов ректификации бинарных систем, для которых мольные теплоты испарения компонентов приблизительно равны. В частности, для тарелок барботажного типа рекомендуются [14] обобщенные критериальные уравнения типа (VI.39), которые приводятся к удобному для расчетов виду:

$$\beta_{xf} = 6,24 \cdot 10^5 D^{0,5} \left(\frac{U}{1-\varepsilon} \right)^{0,5} h_0 \left(\frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5} \quad (\text{VII.35})$$

$$\beta_{yf} = 6,24 \cdot 10^5 F_c D_y^{0,5} \left(\frac{\omega_T}{\varepsilon} \right)^{0,5} h_0 \left(\frac{\mu_y}{\mu_x + \mu_y} \right)^{0,5} \quad (\text{VII.36})$$

Анализ результатов расчетов показал, что коэффициенты массоотдачи для колпачковых тарелок, определяемые по уравнениям (VII.35) и (VII.36), оказываются завышенными. Это объясняется тем, что величина h_0 , рассчитываемая по уравнению (VII.48), включает полный запас жидкости на тарелке, значительная доля которой не участвует в образовании поверхности контакта фаз, в то время как h_0 в уравнениях (VII.35) и (VII.36) отражает влияние этой поверхности на коэффициенты массоотдачи. Для определения эффективности колпачковых тарелок могут быть рекомендованы следующие уравнения [1]:

$$n_x = 3050 D_x^{0,5} (68h_n + 1) \tau_x \quad (\text{VII.37})$$

$$n_y (P_{\Gamma_y})^{0,5} = 0,776 + 4,63h_n - 0,238\omega \sqrt{\rho_y} + 0,0292q \quad (\text{VII.38})$$

где n_x и n_y — числа единиц переноса на одну тарелку соответственно по жидкой и газовой фазам; h_n — высота сливной перегородки, м; q — расход жидкости, отнесенный к периметру сливной перегородки, м³/(м·с); $\tau_x = l_T h_0 / q_{cp}$ — средняя продолжительность

контакта фаз, с; l_T — длина пути жидкости, равная расстоянию между сливными перегородками, м; q_{cp} — расход жидкости, отнесенный к средней ширине тарелки, м³/(м·с).

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ СВЕТОГО СЛОЯ ЖИДКОСТИ НА ТАРЕЛКЕ И ПАРСОДЕРЖАНИЯ БАРБОТАЖНОГО СЛОЯ

Высоту светлого слоя жидкости h_0 для ситчатых тарелок находят по уравнению

$$h_0 = 0,787 q^{0,2} h_{\text{пер}}^{0,56} \omega_T^m [1 - 0,31 \exp(-0,11\mu_x)] (\sigma_x / \sigma_b)^{0,09} \quad (\text{VII.39})$$

где $q = L/\rho_x b$ — удельный расход жидкости на 1 м ширины переливной перегородки, м²/с; b — ширина переливной перегородки, м; $h_{\text{пер}}$ — высота переливной перегородки, м; σ_x, σ_b — поверхностное натяжение жидкости и воды соответственно при средней температуре в колонне; μ_x — в мПа·с; $m = 0,05 - 4,6h_{\text{пер}} = 0,05 - 4,6 \cdot 0,03 = -0,088$.

Для верхней части колонны

$$h_{0в} = 0,787 \left(\frac{3,84}{796 \cdot 1,05} \right)^{0,21} 0,03^{0,56} \cdot 0,91^{-0,088} \times [1 - 0,31 \cdot 2,72^{-0,11 \cdot 0,298}] \left(\frac{20}{60} \right)^{0,09} = 0,0229 \text{ м}$$

Для нижней части колонны

$$h_{0н} = 0,787 \left(\frac{9,29}{796 \cdot 1,05} \right)^{0,21} 0,03^{0,56} \cdot 0,91^{-0,088} \times [1 - 0,31 \cdot 2,72^{-0,11 \cdot 0,269}] \left(\frac{20}{60} \right)^{0,09} = 0,0275 \text{ м}$$

Паросодержание барботажного слоя ε находят по формуле

$$\varepsilon = \sqrt{Fr} / (1 + \sqrt{Fr})$$

где

$$Fr = \omega_T^2 / g h_0$$

Для верхней части колонны

$$Fr_v = \frac{0,91^2}{9,8 \cdot 0,0229} = 3,68 \quad \varepsilon_v = \frac{\sqrt{3,68}}{1 + \sqrt{3,68}} = 0,66$$

Для нижней части колонны

$$Fr_n = \frac{0,91^2}{9,8 \cdot 0,0275} = 3,07 \quad \varepsilon_n = \frac{\sqrt{3,07}}{1 + \sqrt{3,07}} = 0,64$$

Формулы для расчета гидродинамических параметров тарелок других типов приведены в гл. VI (раздел 2.3).

2.4. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ МАССОПЕРЕДАЧИ И ВЫСОТЫ КОЛОННЫ

Рассчитав коэффициенты молекулярной диффузии в жидкой D_x и паровой D_y фазах (см. раздел 1.4), вычисляем коэффициенты массоотдачи.

Для верхней части колонны:

коэффициент массоотдачи в жидкой фазе

$$\beta_{xf} = 6,24 \cdot 10^5 (4,6 \cdot 10^{-9})^{0,5} \left[\frac{3,84}{796 \cdot 2,294 (1 - 0,66)} \right]^{0,5} \times 0,0229 \left(\frac{0,00915}{0,298 + 0,00915} \right)^{0,5} = 0,0138 \text{ м/с}$$

коэффициент массоотдачи в паровой фазе

$$\beta_{yf} = 6,24 \cdot 10^5 (5,06 \cdot 10^{-4})^{0,5} 0,188 \left(\frac{0,91}{0,66} \right)^{0,5} \times 0,0229 \left(\frac{0,00915}{0,298 + 0,00915} \right)^{0,5} = 1,22 \text{ м/с}$$

Для нижней части колонны:
коэффициент массоотдачи в жидкой фазе

$$\beta_{xf} = 6,24 \cdot 10^5 (5,11 \cdot 10^{-9})^{0,5} \left[\frac{9,29}{796,2 \cdot 294 (1 - 0,64)} \right]^{0,5} \times \\ \times 0,0275 \left(\frac{0,00915}{0,269 + 0,00915} \right)^{0,5} = 0,0282 \text{ м/с}$$

коэффициент массоотдачи в паровой фазе

$$\beta_{yf} = 6,24 \cdot 10^5 (5,39 \cdot 10^{-9})^{0,5} 0,88 \left(\frac{0,91}{0,64} \right)^{0,5} \times \\ \times 0,0275 \left(\frac{0,00915}{0,269 + 0,00915} \right)^{0,5} = 1,60 \text{ м/с}$$

Пересчитаем коэффициенты массоотдачи на кмоль/(м²·с):

для верхней части колонны

$$\beta_{xf} = 0,0138 \frac{\rho_x}{M_B} = 0,0138 \frac{796}{82,4} = 0,124 \text{ кмоль/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

$$\beta_{yf} = 1,22 \frac{\rho_{yB}}{M'_B} = 1,22 \frac{2,73}{81,1} = 0,041 \text{ кмоль/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

для нижней части колонны

$$\beta_{xf} = 0,0282 \frac{\rho_x}{M_B} = 0,0282 \frac{796}{89,1} = 0,252 \text{ кмоль/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

$$\beta_{yf} = 1,6 \frac{\rho_{yB}}{M'_B} = 1,6 \frac{2,85}{87,8} = 0,052 \text{ кмоль/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Коэффициенты массоотдачи, рассчитанные по средним значениям скоростей и физических свойств паровой и жидкой фаз, постоянны для верхней и нижней частей колонны. В то же время коэффициент массопередачи — величина переменная, зависящая от кривизны линии равновесия, т. е. от коэффициента распределения. Поэтому для определения данных, по которым строится кинетическая линия, необходимо вычислить несколько значений коэффициентов массопередачи в интервале изменения состава жидкости от x_W до x_D . Ниже дан пример расчета для определения координат одной точки кинетической линии.

Пусть $x = 0,6$. Коэффициент распределения (тангенс угла наклона равновесной линии в этой точке) равен $m = 0,77$.

Коэффициент массопередачи K_{yf} вычисляем по коэффициентам массоотдачи в верхней части колонны:

$$K_{yf} = \frac{1}{\frac{1}{0,041} + \frac{0,77}{0,124}} = 0,033 \text{ кмоль/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Общее число единиц переноса на тарелку n_{oy} находим по уравнению (VII.33):

$$n_{oy} = \frac{0,033 \cdot 81,1}{0,91 \cdot 2,73} = 1,1$$

Локальная эффективность по уравнению (VII.32) равна:

$$E_y = 1 - 2,72^{-1,1} = 0,67$$

Фактор массопередачи для верхней части колонны.

$$\lambda = m \frac{R+1}{R} = 0,77 \frac{2,1+1}{2,1} = 1,137$$

Далее определим величину B' из уравнения (VII.31).

Долю байпасирующей жидкости θ для различных конструкций тарелок можно найти в монографии [5]. Для ситчатых тарелок при факторе скорости $F = \omega_T \sqrt{\rho_y} = 1,5$ принимают $\theta = 0,1$.

Тогда

$$B' = \frac{1,137 \cdot 0,67}{1 - 0,1} = 0,846$$

Для определения E'_{my} по уравнению (VII.31) необходимо предварительно рассчитать число ячеек полного перемешивания S . Для ситчатых тарелок в колоннах диаметром до 600 мм его можно рассчитывать по уравнению [11]

$$S = A \text{Re}_y^m \text{Re}_x^n \left(\frac{h_{II}}{d_0} \right)^p F^q \quad (\text{VII.40})$$

где $\text{Re}_y = \omega_T d_0 \rho_y / F_c \mu_y$ — критерий Рейнольдса для пара в отверстиях тарелки; $\text{Re}_x = L d_0 / S_T \mu_x$ — критерий Рейнольдса для жидкости.

Значения коэффициентов и показателей степеней в уравнении (VII.40) приведены ниже:

Гидродинамический режим	A	m	n	p	q
Пузырьковый	52,6	-0,36	0,26	-0,35	0,2
Пенный	45,4	-0,52	0,6	-0,5	0,28
Инжекционный	38,5	-0,65	0,16	-0,2	0,08

Для колонн диаметром более 600 мм с ситчатыми и клапанными тарелками отсутствуют надежные данные по продольному перемешиванию жидкости, поэтому с достаточной степенью приближения можно считать, что одна ячейка перемешивания соответствует длине пути жидкости l , равной 300—400 мм.

Примем $l = 350$ мм и определим число ячеек полного перемешивания S как отношение длины пути жидкости на тарелке l_T к длине l . Определим длину пути жидкости l_T как расстояние между переливными устройствами:

$$l_T = \sqrt{d^2 - b^2} = \sqrt{1,8^2 - 1,05^2} = 1,46 \text{ м}$$

Тогда число ячеек полного перемешивания на тарелке равно

$$S = 1,46 / 0,35 \approx 4$$

Для колпачковых тарелок значение S находят по уравнению [11]:

$$S = 0,915 \text{Re}_x (d/h_{II})^{1,22} \quad (\text{VII.41})$$

где d — диаметр колонны, м.

Число ячеек полного перемешивания жидкости на провальных тарелках можно принимать равным 1.

Эффективность по Мерффи с учетом перемешивания на тарелке E'_{my} находим по уравнению (VII.31):

$$E'_{my} = \frac{0,67}{0,846} \left[\left(1 + \frac{0,846}{4} \right)^4 - 1 \right] = 0,91$$

Эффективность по Мерффи с учетом байпасирующего потока жидкости E_{my} находим по уравнению (VII.30):

$$E_{my} = \frac{0,91}{1 + \frac{0,1 \cdot 1,137}{1 - 0,1}} = 0,82$$

Зная эффективность по Мерффи E_{my} , можно определить концентрацию пара $y_{вых}$ на выходе с тарелки из соотношения

$$E_{my} = \frac{y_{вых} - y_{вх}}{y^* - y_{вх}} \quad (\text{VII.42})$$

где $y_{вх}$ и y^* — концентрация пара соответственно на входе на тарелку и равновесная с жидкостью на тарелке.

Однако действительная концентрация пара y_K будет отличаться от $y_{вых}$, вычисленной по значениям E_{my} , вследствие явления обратного перемешивания жидкости в колонне, вызванного брызгоуносом. Влияние брызгоуноса может быть учтено соотношением [3]:

$$y_K = \frac{y_{вых} + e x}{1 + e} \quad (\text{VII.43})$$

где y_k — действительная концентрация пара на выходе из тарелки (ордината точки на кинетической линии), кмоль/кмоль смеси; x — состав жидкости на тарелке, кмоль/кмоль смеси; e — относительный унос жидкости, кмоль/кмоль пара.
По уравнению

$$y_{\text{вых}} = y_{\text{вх}} + E_{\text{тy}}(y^* - y_{\text{вх}})$$

определим $y_{\text{вых}}$:

$$y_{\text{вых}} = 0,725 + 0,82(0,791 - 0,725) = 0,779$$

Ориентировочно унос жидкости для тарелок различных конструкций можно найти по закономерностям, приведенным в гл. VI (раздел 2.6).

Относительный унос жидкости e в тарельчатых колоннах определяется в основном скоростью пара, высотой сепарационного пространства и физическими свойствами жидкости и пара. В настоящее время нет надежных зависимостей, учитывающих влияние физических свойств потоков на унос, особенно для процессов ректификации. Для этих процессов унос можно оценивать с помощью графических данных, представленных на рис. VII.7 [5]. По этим данным унос на тарелках различных конструкций является функцией комплекса $\omega_{\text{т}}/mH_{\text{с}}$. Коэффициент m , учитывающий влияние на унос физических свойств жидкости и пара, определяют по уравнению

$$m = 1,15 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\sigma_{\text{x}}}{\rho_{\text{y}}} \right)^{0,295} \left(\frac{\rho_{\text{x}} - \rho_{\text{y}}}{\mu_{\text{y}}} \right)^{0,425} \quad (\text{VII.44})$$

Откуда

$$m = 1,15 \cdot 10^{-3} \left(\frac{20 \cdot 10^{-3}}{2,85} \right)^{0,295} \left(\frac{796 - 2,73}{0,00915 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,425} = 0,629$$

Высота сепарационного пространства $H_{\text{с}}$ равна расстоянию между верхним уровнем барботающего слоя и плоскостью расположенной выше тарелки:

$$H_{\text{с}} = H - h_{\text{п}} \quad (\text{VII.45})$$

где H — межтарельчатое расстояние, м; $h_{\text{п}} = h_0/(1 - \epsilon)$ — высота барботающего слоя (пены), м.

В соответствии с каталогом [10] для колонны диаметром 1800 мм расстояние $H = 0,5$ м. Высота сепарационного пространства в нижней части ко-

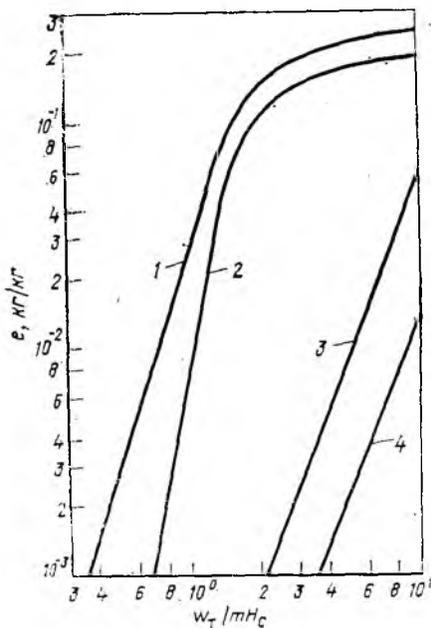


Рис. VII.7. Зависимость относительного уноса жидкости e от комплекса $\omega_{\text{т}}/mH_{\text{с}}$ для тарелок различных конструкций:

1 — колпачковой; 2 — ситчатой; 3 — провальной решетчатой; 4 — клапанной балластной.

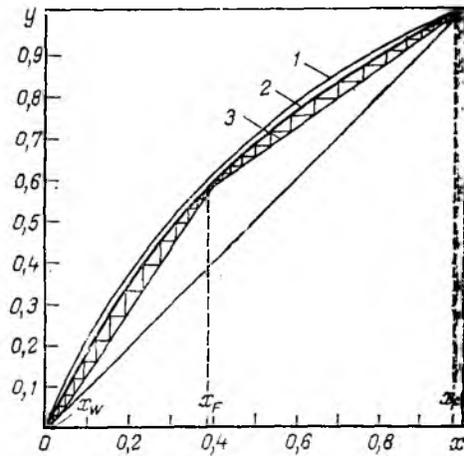


Рис. VII.8. Определение числа действительных тарелок:

1 — линия равновесия; 2 — кинетическая линия; 3 — рабочие линии.

лонны меньше, чем в верхней, поэтому определим $h_{\text{п}}$ для низа колонны:

$$h_{\text{п}} = \frac{0,0275}{1 - 0,64} = 0,076 \text{ м}$$

Тогда

$$H_{\text{с}} = 0,5 - 0,076 = 0,424 \text{ м}$$

и

$$\frac{\omega_{\text{т}}}{mH_{\text{с}}} = \frac{0,91}{0,629 \cdot 0,424} = 3,41$$

При таком значении комплекса $\omega_{\text{т}}/mH_{\text{с}}$ унос $e = 0,12$ кмоль/кмоль. Таким образом, действительная концентрация пара y_k равна:

$$y_k = \frac{0,779 + 0,12 \cdot 0,6}{1 + 0,12} = 0,757$$

Аналогичным образом подсчитаны y_k для других составов жидкости. Все расчетные данные приведены в табл. VII.2.

По значениям x и y_k из табл. VII.2 на диаграмму $x-y$ наносят точки, по которым проводят кинетическую линию (рис. VII.8). Построением ступеней между рабочей и кинетической линиями в интервалах концентраций от $x_{\text{р}}$ до $x_{\text{ф}}$ определяют число действительных тарелок $N_{\text{в}}$ для верхней (укрепляющей) части и в интервалах от $x_{\text{ф}}$ до $x_{\text{в}}$ — число действительных тарелок $N_{\text{н}}$ для нижней (исчерпывающей) части колонны. Общее число действительных тарелок N равно:

$$N = N_{\text{в}} + N_{\text{н}} = 17 + 14 = 31 \text{ тарелка}$$

Таблица VII.2. Результаты расчета величин, необходимых для построения кинетической линии

Величина	Нижняя часть колонны			Верхняя часть колонны			
	x	y	y_k	x	y	y_k	x
x	0,05	0,15	0,3	0,45	0,6	0,75	0,9
y	2,25	1,73	1,3	0,9	0,77	0,6	0,47
K_{yf}	0,039	0,041	0,043	0,034	0,033	0,036	0,036
n_{oy}	1,314	1,384	1,449	1,097	1,11	1,159	1,185
E_{y}	0,732	0,750	0,765	0,667	0,67	0,686	0,694
λ	1,484	1,141	0,857	1,328	1,137	0,885	0,694
λ'	1,194	0,94	0,720	0,973	0,846	0,667	0,529
$E'_{\text{тy}}$	1,13	1,06	1,00	0,95	0,91	0,88	0,84
$E_{\text{тy}}$	0,95	0,93	0,91	0,83	0,82	0,81	0,79
$y_{\text{вых}}$	0,122	0,289	0,504	0,660	0,779	0,873	0,956
$y_{\text{к}}$	0,11	0,27	0,49	0,63	0,76	0,86	0,95

Высоту тарельчатой ректификационной колонны определяют по формуле

$$H_K = (N - 1)H + z_B + z_H \quad (\text{VII.46})$$

где H — расстояние между тарелками, м; z_B , z_H — расстояние соответственно между верхней тарелкой и крышкой колонны и между днищем колонны и нижней тарелкой, м. Выбор значений z_B и z_H см. в гл. VI (раздел 1.7).

$$H_K = (31 - 1)0,5 + 1,0 + 2,0 = 18 \text{ м}$$

2.5. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТАРЕЛОК КОЛОННЫ

Гидравлическое сопротивление тарелок колонны ΔP_K определяют по формуле

$$\Delta P_K = \Delta P_{B,N_B} + \Delta F_{B,N_B} \quad (\text{VII.47})$$

где ΔP_B и ΔP_H — гидравлическое сопротивление одной тарелки соответственно верхней и нижней частей колонны, Па.

Полное гидравлическое сопротивление одной тарелки складывается из трех слагаемых (см. гл. VI, раздел 2.7).

Гидравлическое сопротивление сухой ситчатой тарелки рассчитаем по уравнению (VI.57):

$$\Delta P_c = 1,85 \frac{0,91^2}{2 \cdot 0,188^2} \cdot 2,79 = 60,5 \text{ Па}$$

Гидравлическое сопротивление газо-жидкостного слоя на тарелках будет различным в верхней и нижней частях колонны:

$$\Delta P_{BВ} = g \rho_L h_{0BВ} = 9,8 \cdot 796 \cdot 0,029 = 178,6 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{HН} = g \rho_L h_{0HН} = 9,8 \cdot 796 \cdot 0,0275 = 214,5 \text{ Па}$$

Гидравлическое сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения, равно

$$\Delta P_\sigma = 4\sigma/d_0 = 4 \cdot 20 \cdot 10^{-3} / 0,008 = 10 \text{ Па}$$

Тогда полное сопротивление одной тарелки верхней и нижней частей колонны равно:

$$\Delta P_{BВ} = 60,5 + 178,6 + 10 = 249,1 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{HН} = 60,5 + 214,5 + 10 = 285,0 \text{ Па}$$

Полное гидравлическое сопротивление ректификационной колонны:

$$\Delta P_K = 249,1 \cdot 17 + 285,0 \cdot 14 = 8225 \text{ Па}$$

В дальнейшем расчете и подборе подлежат следующие параметры и аппараты:

1. Объем и размеры емкостей для исходной смеси и продуктов разделения (см. гл. I).
2. Напор и марка насосов (см. гл. I).
3. Конструкция и поверхность теплообменной аппаратуры (см. гл. II).

Таблица VII.3. Цены на колонные аппараты (кроме колонн с клапанными прямоточными тарелками)

Контактные устройства	Цена (в руб. за 1 т) при диаметре колонны, м							
	0,4—0,5	0,5—0,8	0,8—1,2	1,2—1,6	1,6—2,2	2,2—2,6	2,6—4,0	более 4,0
Материал — углеродистая сталь ВМ СТЗсп								
Насадка	810	630	490	445	420	400	370	415
Тарелки решетчатые или ситчатые	900	700	540	490	460	435	405	460
Тарелки с капсульными колпачками	985	760	585	520	490	465	430	490
Сложные *	1120	860	650	585	550	520	480	550
Материал — легированная сталь марки Х18Н10Т								
Насадка	1995	1715	1485	1400	1345	1305	1260	1310
Тарелки решетчатые или ситчатые	2125	1815	1570	1470	1415	1365	1310	1385
Тарелки с капсульными колпачками	2215	1875	1605	1495	1440	1390	1340	1420
Сложные *	2430	2040	1735	1625	1560	1495	1430	1530

* Тарелки, снабженные дополнительными устройствами (для отвода тепла, для сепарации брызг и т. д.).

4. Диаметры трубопроводов и штуцеров (см. гл. I).
5. Конденсатоотводчики (см. гл. II).
6. Распределители жидкости и перераспределители потоков (см. гл. VI, Приложение 2).
7. Расчет толщины теплоизоляционного покрытия (см. гл. V).

Определение оптимальных конструкций и режимов работы ректификационных колонн рационально выполнять, используя электронно-вычислительную технику. Методика проведения таких расчетов приведена в литературе [15].

Расчет процесса разделения ректификацией многокомпонентных смесей, как правило, выполняют с помощью ЭВМ. Оптимальное проектирование и расчет таких установок подробно изложены в литературе [16—18].

3. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ВАРИАНТА РЕКТИФИКАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Использование ЭВМ для расчета ректификационной установки, включающей колонну, теплообменники, насосы и вспомогательное оборудование, позволяет решить более сложную проектную задачу. В частности, могут быть просчитаны два или несколько вариантов решения одной и той же задачи с последующим выбором наилучшего из них или даже оптимального в технико-экономическом отношении. В качестве критерия оптимальности можно принять минимум приведенных затрат, которые рассчитываются по формуле (II.38). При проектировании ректификационной установки можно ограничиться выбором наилучшего варианта конструкции колонны при фиксированном, например, условно-оптимальном флегмовом числе [минимизирующим функцию $N(R+1)$ или $n_y(R+1)$]. При этом можно варьировать такие конструктивные характеристики, как тип и параметры контактных устройств, диаметр колонны, межтарельчатое расстояние, в соответствии с дискретными значениями их нормализованных размеров и пределами устойчивой работы контактных устройств. При такой постановке решения оптимальной задачи из расчета приведенных затрат можно исключить затраты на пар, воду и электроэнергию, поскольку они практически не зависят от конструкции колонны, а также часть капитальных затрат, мало зависящих от конструкции колонны — стоимость арматуры, трубопроводов, КИП, фундаментов и т. д. Приведенные затраты будут определяться только переменной частью капитальных затрат K , нормативным сроком окупаемости T_H , а также отчислениями на амортизацию K_A и ремонт K_P , определяемыми в долях капитальных затрат. Принимая [19] $T_H = 5$ лет, $K_A = 0,1$ и $K_P = 0,05$, получим:

$$\Pi = K/T_H + (K_A + K_P)K = 0,35K$$

Существенная изменяющаяся часть капитальных затрат в данном случае складывается из стоимости колонны, которая зависит от ее массы M_K и цены за единицу массы C_K , а также из затрат на доставку и монтаж колонны, которые можно приближенно оценить в 20—30 % стоимости колонны [19]:

$$K = M_K(C_K + 0,25C_M) = 1,25M_KC_K$$

Таблица VII.4. Цены на клапанные прямооточные тарелки

Материал	Цена * (в руб. за 1 т) при диаметре аппарата, м													
	до 1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4—4,0	более 4,0
Углеродистая сталь	1420	1310	1180	1100	1090	1080	1060	1010	1000	940	920	850	835	950
ВМ Ст.Зсп														
Сталь 0Х13	2630	2400	2260	2160	2110	2100	2070	1980	1960	1900	1880	1780	1710	1810

* В цену тарелки включена стоимость переточных устройств и стоимость монтажа тарелки в корпусе.

Таблица VII.5. Цены на колонные аппараты с клапанными прямооточными тарелками

Масса корпуса, т	Цена * (в руб. за 1 т) при диаметре колонны, м						
	до 0,8	0,8—1,2	1,2—1,6	1,6—2,2	2,2—2,6	2,6—4,0	более 4,0

Материал — углеродистая сталь

До 12	—	470	425	390	370	360	—
12—20	—	415	375	350	330	320	375
20—35	—	340	300	280	265	255	300
Более 35	—	—	270	255	245	235	275

Материал — двуслойная сталь ВМ СТЗсп + 0Х13

До 12	1025	970	900	865	835	825	—
12—20	935	885	840	805	775	760	810
20—35	885	835	780	740	710	695	755
Более 35	—	—	715	675	650	640	710

* Цена аппарата определяется как сумма цен корпуса и тарелок.

Масса колонных аппаратов складывается в основном из массы цилиндрической части корпуса $M_{ц}$, тарелок $M_{т}$, крышки $M_{кр}$ и днища $M_{дн}$:

$$M_{к} = M_{ц} + M_{т} + M_{кр} + M_{дн}$$

Масса цилиндрической части определяется ее высотой (зависит от числа тарелок N и межтарельчатого расстояния H), диаметром колонны d и толщиной стенки колонны δ , определяемой прочностным расчетом:

$$M_{ц} = \pi d [(N - 1)H + z_{в} + z_{д}] \rho_{ст}$$

где $\rho_{ст}$ — плотность материала корпуса, $кг/м^3$.

Масса тарелок $M_{т}$ зависит от их типа и диаметра и приводится в каталоге [10]. Массу крышки и днища можно определить по ГОСТ 6533—68, приняв их толщину равной толщине обечайки колонны.

Цена единицы массы аппарата $C_{к}$ определяется по прейскуранту [20]. Из табл. VII.3—VII.5 следует, что цена зависит от типа тарелок, их диаметра и материала. Цена колонны с клапанными прямооточными тарелками рассчитывается как сумма цен тарелок $C_{т}$ и корпуса $C_{кор}$ (см. табл. VII.4):

$$C_{к} = (M_{ц} + M_{кр} + M_{дн}) C_{кор} + NM_{т} C_{т}$$

Более общая постановка задачи заключается в определении оптимального флегмового числа, минимизирующего приведенные затраты. Трудоемкость решения этой задачи связана с необходимостью включения в приведенные затраты помимо стоимости колонны еще и стоимости испарителя $C_{и}$ и дефлегматора $C_{д}$ (которая зависит от флегмового числа), а также затрат на пар и охлаждающую воду (расходы которых D и $G_{в}$ тоже изменяются при изменении флегмового числа). Затраты же на электроэнергию пренебрежимо малы по сравнению с затратами на пар и воду.

Трудоемкость задачи возрастает тем более, что для каждого значения варьируемого флегмового числа необходимо определять оптимальный вариант конструкции колонны и теплообменников. Приведенные затраты для этой задачи определяют по формуле:

$$\Pi = 0,35 (1,25C_{к} + C_{и} + C_{д}) + (D C_{п} + G_{в} C_{в}) \tau$$

Методика расчета теплообменников и их стоимости описана в гл. II. Расходы пара и воды определяются по тепловым нагрузкам испарителя и дефлегматора. Стоимость пара $C_{п} = 3,0$ руб. за 1000 кг, воды $C_{в} = 0,015 - 0,03$ руб. за 1 $м^3$. При этом время работы установки τ принимается равным 8000 ч в год.

ЛИТЕРАТУРА

1. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 9-е. М., Химия, 1973. 750 с.
2. Перри Дж. Справочник инженера-химика. Пер. с англ., т. 1, Л., Химия, 1969. 940 с.
3. Касаткин А. Г., Плановский А. Н., Чехов О. С. Расчет тарельчатых ректификационных и абсорбционных аппаратов. М., Стандартгиз, 1961. 81 с.
4. Коган В. Б., Фридман В. М., Кафаров В. В. Равновесие между жидкостью и паром. Кн. 1—2. М.—Л., Наука, 1966. 640 + 786 с.
5. Александров И. А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. Изд. 3-е. М., Химия, 1978. 280 с.
6. Кафаров В. В., Дытнерский Ю. И., ЖПХ, 30, 1957, с. 1968.
7. Справочник химика, т. 1. М.—Л., Госхимиздат, 1963. 1071 с.
8. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1976. 552 с.
9. Cornell D., Knapp W. G. Et. al. Chem. Eng. Progr. 56, N 7, 1960, с. 68; N 8, 1960, с. 48.
10. Каталог. Колонные аппараты. Изд. 2-е, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, М., 1978. 31 с.
11. Рамм В. М. Абсорбция газов. М., Химия, 1976. 654 с.
12. Александров И. А. Массопередача при ректификации и абсорбции многокомпонентных систем. М., Химия, 1975. 319 с.
13. Стабников В. Н. Расчет и конструирование контактных устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов. Киев. Техника, 1970. 208 с.
14. Vukowiski S. Brit. Chem. Eng. N 4, 1965, p. 256—257.
15. Анисимов И. В., Бодров В. И., Покровский В. Б. Математическое моделирование и оптимизация ректификационных установок. М., Химия, 1975. 215 с.
16. Платонов В. М., Берго Б. Г. Разделение многокомпонентных смесей. М., Химия, 1965. 368 с.
17. Холланд Ч. Д. Многокомпонентная ректификация. М., Химия, 1969. 348 с.
18. Александров И. А. Массопередача при ректификации многокомпонентных смесей. Л., Химия, 1975. 320 с.
19. Альперт Л. З. Основы проектирования химических установок. М., Высшая школа, 1976. 272 с.
20. Прейскурант № 23—03. Оптовые цены на химическое оборудование. Часть II. Нефтехимическое оборудование. М., Прейскурантгиз, 1971. 63 с.; 1981. 65 с.

Глава VIII

ЭКСТРАКЦИОННАЯ УСТАНОВКА

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — удельная поверхность контакта фаз;
 c — концентрация распределяемого компонента в $кг/м^3$;
 d — размер капель;
 D — диаметр аппарата, коэффициент диффузии;

- E — коэффициент продольного перемешивания;
 H_0 — общая высота единицы переноса;
 H — высота рабочей зоны колонны;
 K — коэффициент массопередачи;
 n — число отверстий в распределителе дисперсной фазы; частота вращения;

n_0 — общее число единиц переноса;
 V — объемный расход;
 w — фиктивная скорость;
 w_0 — скорость свободного осаждения капель;
 β — коэффициент массоотдачи;
 μ — вязкость;
 ρ — плотность;
 $\Delta\rho$ — разность плотностей фаз;
 σ — межфазное натяжение

Индексы:

x — относится к фазе исходного раствора (рафинат);
 y — относится к фазе экстрагента (экстракт);
 c — относится к сплошной фазе;
 d — относится к дисперсной фазе;
 n — начальная величина (на вход в аппарат);
 k — конечная величина (на выход из аппарата).

ВВЕДЕНИЕ

Жидкостная экстракция — массообменный процесс между двумя жидкими фазами — применяется для разделения и очистки жидких смесей. Обычно экстракционные установки состоят из двух основных частей: собственно экстракции и стадии регенерации экстрагента. Для регенерации экстрагента могут использоваться любые массообменные процессы, применимые для разделения жидких растворов, выпаривание, а также химические методы. Пример принципиальной технической схемы экстракционной установки показан на рис. VIII.1. В данном процессе исходный раствор является более тяжелой жидкостью, чем экстрагент; регенерация экстрагента из экстракта производится выпариванием в однокорпусной выпарной установке. Исходный раствор из сборника E_1 насосом H_1 подается в верхнюю часть экстракционной колонны КЭ. В нижнюю часть этой колонны из сборника E_3 насосом H_3 подается экстрагент.

Экстрактор в данном случае представляет собой распылительную колонну, в которой диспергируется более легкая фаза (экстрагент). Выходящие из распределителя дисперсной фазы капли поднимаются вверх и, пройдя рабочую зону экстрактора, поступают в верхнюю отстойную зону, где коалесцируют, образуя слой легкой фазы (экстракт). Противотоком экстрагенту движется сплошная фаза, из которой в данном случае извлекается экстрагируемое вещество. Очищенная исходная смесь (рафинат) собирается в нижней отстойной зоне (ниже распределителя дисперсной фазы), где отстает от капель экстрагента и самотеком через гидрозатвор поступает в сборник рафината E_2 . Гидрозатвор переменной высоты для отвода более тяжелой фазы позволяет, с одной стороны, автоматически поддерживать постоянное положение границы раздела между фазами в верхней отстойной зоне и, с другой стороны, дает возможность изменять это положение для увеличения, например, высоты слоя легкой фазы и более лучшего ее отстаивания.

Экстракт через подогреватель П поступает в выпарной аппарат АВ с вынесенной греющей камерой, обогреваемой водяным паром. Концентрированный раствор экстрагируемого вещества стекает из выпарного аппарата в сборник E_4 , откуда насосом H_4 подается на дальнейшую переработку. Часть вторичного пара из выпарного аппарата (парообразный экстрагент) конденсируется в подогревателе П, за счет чего экстракт нагревается перед поступлением в выпарной аппарат. Полная конденсация вторичного пара осуществляется в конденсаторе К, охлаждаемом водой. После охлаждения в водяном двухтрубном холодильнике Х конденсированный экстрагент поступает в сборник E_3 . В этот сборник подается некоторое количество свежего экстрагента для компенсации потерь и расхода экстрагента с упаренным раствором. На схеме показаны также конденсатоотводчик КО для отвода конденсата из выпарного аппарата и насос H_2 для подачи рафината на дальнейшую переработку.

Все аппараты и трубопроводы установки работают под атмосферным или небольшим избыточным давлением, создаваемым насосами и кипятильником выпарного аппарата. Регенерация экстрагента в данном случае осуществляется только из экстракта; при заметной растворимости экстрагента в исходном растворе необходимо регенерировать экстрагент и из рафината. Пример схемы экстракционной установки, в которой регенерация экстрагента производится ректификацией, приведен в третьей части «Графическое оформление курсового проекта».

1. РАСЧЕТ ЭКСТРАКЦИОННЫХ АППАРАТОВ

Общие принципы расчета массообменной (в том числе и экстракционной) аппаратуры рассмотрены в гл. III. Здесь будут рассмотрены только вопросы,

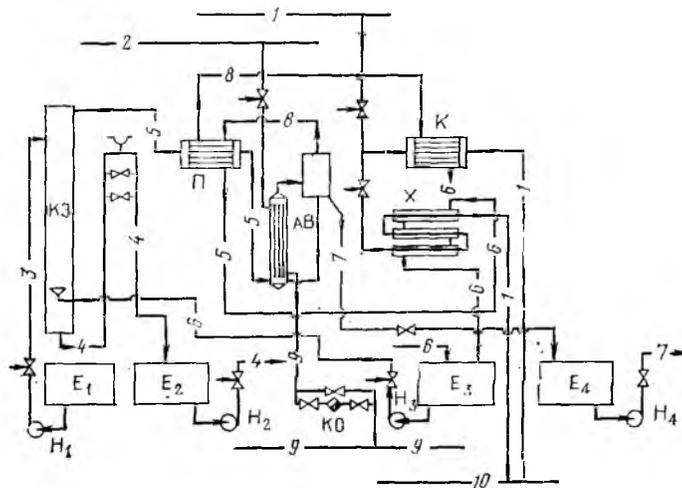


Рис. VIII.1. Схема экстракционной установки:

КЭ — экстракционная колонна; АВ — выпарной аппарат; П — подогреватель; К — конденсатор; Х — холодильник; E_1 — E_4 — сборники; H_1 — H_4 — центробежные насосы; КО — конденсатоотводчик; потоки: 1 — вода; 2 — водяной пар; 3 — исходная смесь; 4 — рафинат; 5 — экстракт; 6 — жидкий экстракт; 7 — концентрированный раствор экстрагируемого вещества в экстрагенте; 8 — парообразный экстрагент; 9 — конденсат; 10 — оборотная вода.

касающиеся аппаратов для жидкостной экстракции и связанные с особенностями их гидродинамики. Почти все виды экстракторов работают в условиях диспергирования одной из фаз. Поэтому первая проблема, возникающая перед проектировщиком, — выбор дисперсной фазы. Обычно выгоднее диспергировать (если возможно) ту фазу, расход которой больше, так как при этом получается большая межфазная поверхность. Если в экстракторе взаимодействуют органическая и водная фазы, то чаще диспергируют органическую, поскольку капли воды, как правило, проявляют большую склонность к коалесценции, в результате чего межфазная поверхность уменьшается.

1.1. СКОРОСТЬ ОСАЖДЕНИЯ КАПЕЛЬ

В экстракционных колоннах капли дисперсной фазы движутся под действием сил тяжести вверх или вниз, в зависимости от того, какая из фаз — дисперсная или сплошная — имеет меньшую плотность. Для расчета экстракторов часто необходимо знать скорость осаждения капель. Зависимость скоростей свободного осаждения капель от их размера обычно имеет вид, показанный на рис. VIII.2. Размер капели d принято характеризовать диаметром сферы равновеликого с каплей объема. Как видно из рисунка, зависимость скорости свободного осаждения от размера капели имеет вид кривой с максимумом. Капли размером $d > d_{кр}$ называют «осциллирующими». Форма их в процессе осаждения периодически претерпевает изменения. Скорости осаждения осциллирующих капель мало зависят от их размера.

Скорость свободного осаждения мелких капель можно рассчитать* по уравнению Адамара [1]:

$$w_0 = \frac{\Delta\rho g d^2 (\mu_d + \mu_c)}{6\mu_c (2\mu_c + 3\mu_d)} \quad (\text{VIII.1})$$

где w_0 — скорость свободного осаждения; $\Delta\rho$ — разность плотностей фаз; μ_c и μ_d — вязкости соответственно сплошной и дисперсной фаз.

Уравнение (VIII.1) применимо при критерии Рейнольдса для капель меньше единицы ($Re = w_0 \rho_c d / \mu_c$, где ρ_c — плотность сплошной фазы).

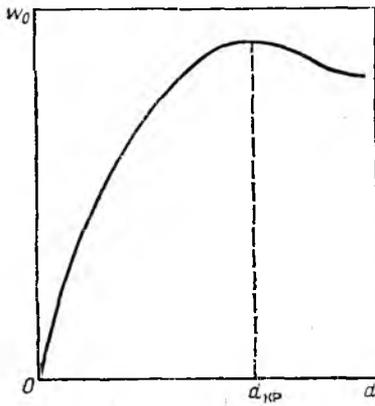


Рис. VIII.2. Зависимость скорости свободного осаждения капель от их размера.

Для расчета скоростей осаждения крупных капель можно использовать следующую эмпирическую зависимость [2]: -

$$Q = (0,75T)^{0,78}, \text{ если } 2 < T \leq 70 \quad (\text{VIII.2})$$

$$Q = (22T)^{0,42}, \text{ если } T > 70$$

где $Q = 0,75 + \text{Re}/P^{0,15}$, $T = 4 \Delta \rho g d^2 P^{0,15} / 3\sigma$, $P = \rho_c^2 \sigma^2 / \Delta \rho g \mu_c^4$, σ — межфазное натяжение.

Значение параметра $T = 70$ примерно соответствует критическому размеру капель. Следует отметить, что на практике капли дисперсной фазы, содержащие примеси различных загрязнений, часто ведут себя как твердые частицы. В них заторможено внутреннее движение, что приводит к уменьшению скоростей осаждения. Такие капли принято называть «жесткими». Скорости их осаждения следует рассчитывать по уравнениям для скоростей осаждения твердых частиц.

Скорости стесненного осаждения капель $w_{c,0}$ в экстракторах рассчитывают с помощью скоростей свободного осаждения, вводя поправочные коэффициенты. Чаще всего используют зависимость следующего вида:

$$w_{c,0} = w_0 (1 - \Phi) \quad (\text{VIII.3})$$

где Φ — объемная доля дисперсной фазы в рабочей зоне экстрактора (удерживающая способность).

1.2. СКОРОСТИ ЗАХЛЕБЫВАНИЯ В ПРОТИВОТОЧНЫХ ЭКСТРАКЦИОННЫХ КОЛОННАХ

Расчет предельных скоростей фаз в экстракторах обычно производят на основе следующего уравнения:

$$\frac{w_c}{1 - \Phi} + \frac{w_d}{\Phi} = w_{от} = w_{хар} (1 - \Phi) \quad (\text{VIII.4})$$

где w_c и w_d — фиктивные скорости соответственно сплошной и дисперсной фаз; $w_{от}$ — относительная скорость между фазами; $w_{хар}$ — так называемая характеристическая скорость капель — предельное значение вертикальной составляющей скорости капель в экстракторе относительно сплошной фазы при расходах фаз, стремящихся к нулю.

Если рассматривать уравнение (VIII.4) как зависимость $(w_c + w_d)$ от Φ , оно имеет максимум, причем его положение определяет предельное значение суммарной фиктивной скорости фаз, при которой начинается захлебывание. Суммарная фиктивная скорость при захлебывании определяется уравнением

$$(w_c + w_d)_z = (1 - 4\Phi_3 + 7\Phi_3^2 - 4\Phi_3^3) w_{хар} \quad (\text{VIII.5})$$

в котором Φ_3 — удерживающая способность при захлебывании равна:

$$\Phi_3 = \frac{\sqrt{b^2 + 8b} - 3b}{4(1 - b)} \quad (\text{VIII.6})$$

где $b = V_d/V_c = w_d/w_c$ — отношение объемных расходов дисперсной и сплошной фаз.

Применение уравнений (VIII.4) — (VIII.6) требует знания характеристической скорости. Для распылительных колонн ее можно принять равной скорости свободного осаждения капель. В экстракторах других типов она обычно меньше скорости свободного осаждения. Так, для роторно-дисковых экстракторов «характеристическую» скорость рекомендуется [1] рассчитывать по уравнению

$$w_{хар} = \alpha w_0 \quad (\text{VIII.7})$$

Коэффициент α равен наименьшей из следующих величин:

$$\left(\frac{D_c}{D}\right)^2; \quad 1 - \left(\frac{D_p}{D}\right)^2; \quad \frac{(D_c + D_p)}{D} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{D_c - D_p}{D}\right)^2 + \left(\frac{h}{D}\right)^2 \right]^{0,5}$$

где D , D_p и D_c — диаметр соответственно колонны, ротора и внутренний диаметр колец статора h — высота секции.

Предложен [1, 3] ряд эмпирических уравнений для расчета характеристической скорости. Например, для колонн с турбинными мешалками (экстракторы Ольдшу—Раштона) характеристическую скорость можно найти из уравнения

$$w_{хар} = 1,77 \cdot 10^{-4} \frac{\sigma}{\mu_c} \left(\frac{g}{n^2 D_M}\right) \left(\frac{\Delta \rho}{\rho_c}\right)^{0,9} \quad (\text{VIII.8})$$

где n и D_M — частота вращения и диаметр мешалки.

В насадочных экстракторах капли дисперсной фазы двигаются в узких каналах внутри насадки, и стесненность осаждения обусловлена близостью стенок насадки, а не наличием других капель. Поэтому величину $w_{от}$ в уравнении (VIII.4) можно считать независимой от удерживающей способности. В этом случае фиктивные скорости фаз при захлебывании должны удовлетворять следующей зависимости:

$$w_{д.з}^{1/2} + w_{с.з}^{1/2} = w_{от}^{1/2} \quad (\text{VIII.9})$$

Для насадочных колонн величину $w_{от}$ можно найти по уравнениям [4]:

$$w_{от} = 0,438 \frac{\Delta \rho \epsilon^{1,5}}{\rho_c^{0,8} a_n^{0,5} \sigma^{0,8}} \quad \text{при} \quad \frac{w_{от} \rho_c}{a_n \mu_c} > 50$$

$$w_{от} = 0,02 \frac{\Delta \rho^{1,33} \epsilon^2}{\rho_c^{0,73} a_n \mu_c^{0,33} \sigma^{0,27}} \quad \text{при} \quad \frac{w_{от} \rho_c}{a_n \mu_c} < 50 \quad (\text{VIII.10})$$

где ϵ — свободный объем насадки; a_n — удельная поверхность. Уравнения (VIII.10) размерны: при подстановке ρ_c и $\Delta \rho$ в кг/м^3 , a_n — в $\text{м}^2/\text{м}^3$, μ_c — в $\text{Па}\cdot\text{с}$, σ — в Н/м относительная скорость получается в м/с .

1.3. УДЕРЖИВАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ

В смесительно-отстойных экстракторах при достаточно интенсивном перемешивании удерживающую способность можно принимать равной $\Phi = V_d/(V_d + V_c)$.

Для противоточных колонн удерживающую способность определяют из уравнения (VIII.4), которое можно представить в такой форме:

$$\Phi^3 - 2\Phi^2 + \left(1 + \frac{\omega_d}{\omega_{хар}} - \frac{\omega_c}{\omega_{хар}}\right)\Phi - \frac{\omega_d}{\omega_{хар}} = 0$$

или

$$\Phi^2 - \left(1 + \frac{\omega_d}{\omega_{от}} - \frac{\omega_c}{\omega_{от}}\right)\Phi + \frac{\omega_d}{\omega_{от}} = 0$$

Обычно экстракционные колонны работают в условиях, когда удерживающая способность равна наименьшему из положительных корней этих уравнений. Установлено, однако, что распылительные колонны могут работать при больших значениях Φ , соответствующих другим корням уравнения (VIII.11) (режим плотной упаковки капель).

Ниже для облегчения расчета приведен метод аналитического решения кубического уравнения (VIII.11).

Для аналитического решения кубического уравнения типа

$$x^3 + ax^2 + bx + c = 0$$

его обычно приводят к виду $z^3 + pz + q = 0$, что достигается подстановкой $x = z - a/3$. Коэффициенты p и q равны:

$$p = -\frac{a^2}{3} + b \quad q = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{ab}{3} + c$$

В уравнении (VIII.11) соответственно имеем:

$$a = -2; \quad b = 1 + \frac{\omega_d}{\omega_{хар}} - \frac{\omega_c}{\omega_{хар}}; \quad c = -\frac{\omega_d}{\omega_{хар}}$$

Подстановкой $\Phi = z + 2/3$ преобразуем это уравнение к виду

$$z^3 + \left(\frac{\omega_d}{\omega_{хар}} - \frac{\omega_c}{\omega_{хар}} - \frac{1}{3}\right)z + \left(\frac{2}{27} - \frac{1}{3}\frac{\omega_d}{\omega_{хар}} - \frac{2}{3}\frac{\omega_c}{\omega_{хар}}\right) = 0 \quad (\text{VIII.11, a})$$

Коэффициенты p и q в данном случае равны:

$$p = \frac{\omega_d}{\omega_{хар}} - \frac{\omega_c}{\omega_{хар}} - \frac{1}{3};$$

$$q = \frac{2}{27} - \frac{1}{3}\frac{\omega_d}{\omega_{хар}} - \frac{2}{3}\frac{\omega_c}{\omega_{хар}}$$

Уравнение (VIII.11) таково, что всегда соблюдается условие $(p/3)^3 + (q/2)^2 < 0$

В этом случае уравнение (VIII.11a) имеет три действительных корня:

$$z_1 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3};$$

$$z_{2,3} = -2\sqrt{-\frac{p}{3}} \left[\cos \left(\frac{\alpha}{3} \pm \frac{\pi}{3} \right) \right]$$

где $\alpha = \arccos \left(\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}} \right)$.

Корни кубического уравнения (VIII.1) равны $\Phi = z + 2/3$.

Рассмотрим в качестве примера решение уравнения (VIII.11) при $\omega_c = 0,707$ см/с; $\omega_d = 1,414$ см/с; $\omega_{хар} = 12,6$ см/с. В этом случае $\omega_c/\omega_{хар} = 0,0561$, $\omega_d/\omega_{хар} = 0,1122$. Следовательно, $p = -0,2775$; $q = -0,000926$; $p/3 = -0,0925$.

Тогда

$$\alpha = \arccos \left[\frac{0,000926}{2\sqrt{0,0925^3}} \right] = \arccos (0,0165) = 89,06^\circ$$

$$\alpha/3 = 29,7^\circ; \quad (\alpha/3) + (\pi/3) = 89,7^\circ; \quad (\alpha/3) - (\pi/3) = -30,3^\circ;$$

$$\cos 28,7^\circ = 0,869; \quad \cos 89,7^\circ = 0,0052; \quad \cos (-30,3^\circ) = 0,863$$

Таким образом

$$z_1 = 2\sqrt{-(-0,0925)} \cdot 0,863 = 0,528$$

$$z_2 = -2\sqrt{-(-0,0925)} \cdot 0,0052 = -0,00316$$

$$z_3 = -2\sqrt{-(-0,0925)} \cdot 0,863 = -0,525$$

Корни кубического уравнения (VIII.11) получаются равными: $\Phi_1 = z_1 + 2/3 = 1,19$; $\Phi_2 = z_2 + 2/3 = 0,524$; $\Phi_3 = z_3 + 2/3 = 0,142$. Наименьший из этих корней совпадает с найденным путем подбора значением удерживающей способности при расчете распылительной колонны (см. раздел 2, гл. VIII).

1.4. РАЗМЕР КАПЕЛЬ

В экстракторах для диспергирования одной из фаз ее либо пропускают через тонкие отверстия, либо перемешивают с помощью мешалок или созданием пульсаций. Первый способ применяют в распылительных, тарельчатых и насадочных колоннах, второй — в роторно-дисковых, пульсационных, вибрационных, смесительно-отстойных экстракторах.

Истечение дисперсной фазы из отверстия может быть капельным (когда капли образуются непосредственно у отверстия) или струйным (когда капли образуются при распаде струи). Переход от капельного истечения к струйному происходит при некоторой критической скорости в отверстии, которую можно рассчитать по уравнению [5]:

$$\omega_{N \text{ КР}} = \sqrt{0,64 \left(\frac{g\mu_d d_0}{\sigma} \right)^2 + \frac{3\sigma/\rho_d d_0}{1 + d_0/\gamma}} - 0,8 \frac{g\mu_d d_0}{\sigma} \quad (\text{VIII.12})$$

где d_0 — диаметр отверстия; $\gamma = \sqrt{2\sigma/g \Delta\rho}$.

При капельном истечении размер образующихся капель можно определить из следующей зависимости [6]:

$$V = \pi R f(R) [1 + 2,39R We_1^{1/3} - 0,485We_1 + 19R^{7/3} \times (\mu_c \omega_N / \sigma)] \quad (\text{VIII.13})$$

где $V = \pi d^3/6\gamma^3$ — безразмерный объем капель; $R = d_0/2\gamma$ — безразмерный радиус отверстия; $We_1 = (\rho_c + \rho_d) d_0^2 \omega_N^2 / 2\sigma$ — критерий Вебера; ω_N — скорость в отверстии.

Функция $f(R)$ приведена на рис. VIII.3.

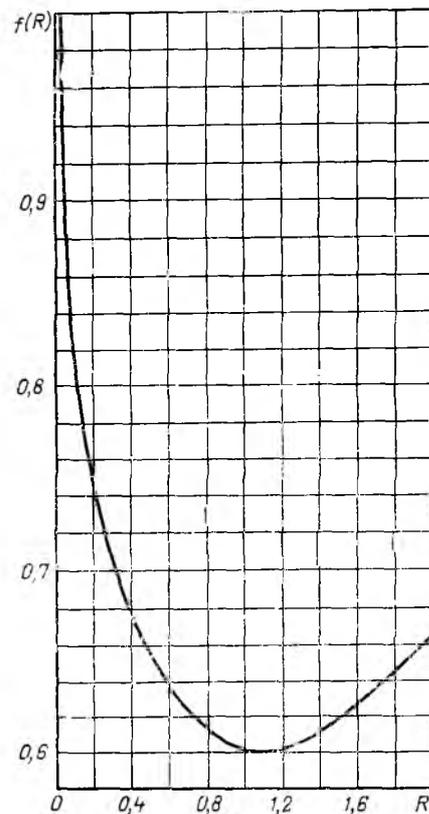


Рис. VIII.3. Функция $f(R)$. К уравнению (VIII.13).

Следует отметить, что выражение в квадратных скобках в уравнении (VIII.13), определяющее влияние скорости истечения на размер капель, часто не очень сильно отличается от единицы. Если скорость в отверстиях неизвестна, то приближенное значение размера капель можно найти по упрощенному уравнению

$$V = \pi R f(R) \quad (\text{VIII.14})$$

При струйном истечении капли обычно имеют разные размеры, причем с увеличением скорости истечения распределение капель по размерам становится все более и более широким. Средний поверхностно-объемный диаметр капель с увеличением скорости истечения до некоторого предела падает, а затем начинает возрастать. Таким образом, при некоторой скорости струйного истечения размер капель минимален.

В настоящее время средний размер капель при струйном истечении можно рассчитать лишь очень приближенно. При умеренной вязкости жидкостей соблюдается следующее соотношение:

$$d = 1,92 d_j \quad (\text{VIII.15})$$

Для ориентировочного определения размера капель диаметр конца струи d_j можно принять равным диаметру отверстия, из которого истекает струя. В действительности же происходит сужение струй, и размер капель меньше, чем это следует из уравнения (VIII.15). Для определения средних размеров капель с учетом сужения струи можно использовать следующее соотношение:

$$d = 1,675 d_0 / \alpha^{1/4} \beta^{1/3} \quad (\text{VIII.16})$$

где

$$\alpha = 1 + 6750 \left(\frac{8R^2}{1,8 + We} \right)^{1,41} We^{0,706} \left(\frac{gd_0^3 \rho_d^2}{\mu_d \mu_c} \right)^{-0,35}$$

$$\beta = 0,28 + 0,4 \exp[-0,56(\alpha - 1)]; \quad We = \frac{\rho_d \omega_N^2 d_0}{\sigma}$$

Уравнение (VIII.16) приближенно описывает размер образующихся при струйном истечении капель в тех случаях, когда распад струи происходит в результате образования на ее поверхности возмущений, симметричных относительно оси.

Приведенные выше уравнения позволяют рассчитать средний размер капель, образующихся при истечении дисперсной фазы из отверстий тарелок или распределителя дисперсной фазы. Внутри колонны капли могут укрупняться вследствие коалесценции. Однако учесть количественно эффект коалесценции в настоящее время не представляется возможным. Поэтому приведенные уравнения применяют для расчета размеров капель в распылительных и тарельчатых экстракционных колоннах без учета коалесценции, которая в этих аппаратах обычно не очень интенсивна.

В насадочных колоннах капли движутся в узком пространстве внутри насадки, непрерывно сталкиваясь с материалом насадки и друг с другом. Это приводит к частой коалесценции и повторному редиспергированию капель. В результате устанавливается некоторый равновесный размер капель. Для его расчета можно использовать следующее эмпирическое уравнение [1]:

$$d = 0,92 \left(\frac{\sigma}{g \Delta \rho} \right)^{0,5} \left(\frac{\omega_{от} \epsilon \Phi}{\omega_d (1 - \Phi)} \right) \quad (\text{VIII.17})$$

где ϵ — удельный свободный объем насадки; $\omega_{от}$ — относительная скорость капель, рассчитываемая для насадочных колонн по уравнению

$$\omega_{от} = \omega_d / \epsilon \Phi + \omega_c / \epsilon (1 - \Phi) \quad (\text{VIII.18})$$

Распределитель дисперсной фазы для насадочных колонн следует подбирать так, чтобы из него выходили капли того же размера (или немного крупнее), что и равновесный размер капель внутри насадки.

Размер элементов насадки для экстракционных колонн не должен быть слишком малым. Считается, что диаметр кольцевой насадки должен быть больше критического размера колец, определяемого по уравнению

$$d_{нас.кр} = 2,42 (\sigma / g \Delta \rho)^{0,5} \quad (\text{VIII.19})$$

При меньшем размере элементов насадки колонны работают с низкой эффективностью. Вследствие сильной коалесценции капель дисперсная фаза в этом случае движется внутри насадки полностью или частично не в виде капель, а в виде сплошного каналобразного потока, что приводит к резкому уменьшению межфазной поверхности.

В экстракторах с механическим перемешиванием размеры капель также обуславливаются совокупностью процессов распада и коалесценции капель внутри аппарата. Средние поверхностно-объемные диаметры капель рассчитывают на основе опытных данных. Так, для роторно-дисковых экстракторов можно применять следующее эмпирическое уравнение [7]:

$$d = 16,7 \frac{\mu_c^{0,3} \sigma^{0,5}}{(nD_p)^{0,9} \rho_c^{0,8} g^{0,2} N^{0,23}} \quad (\text{VIII.20})$$

где D_p — диаметр дисков; N — число дисков в экстракторе.

Имеется и ряд других уравнений для расчета размеров капель в экстракторах с подводом внешней энергии [1, 3]; одно из них приведено в гл. III (уравнение III.21).

1.5. КОЭФФИЦИЕНТЫ МАССООТДАЧИ

Расчет экстракционных колонн часто проводят на основе коэффициентов массоотдачи для свободно осаждающихся одиночных капель. Такой метод расчета в наибольшей степени применим к распылительным и тарельчатым колоннам, но на практике используется и для колонн других типов. Коэффициенты массоотдачи как в сплошной, так и в дисперсной фазе зависят от размеров капель. Для мелких капель, ведущих себя подобно «жестким» сферам, внутри которых массоперенос осуществляется лишь за счет молекулярной диффузии, коэффициенты массоотдачи можно рассчитать по уравнениям [8, 9]:

$$\beta_d = - \frac{d}{6\tau} \ln \{ 1 - [1 - \exp(-\pi^2 Fo'_d)]^{0,5} \} \quad (\text{VIII.21})$$

$$Nu'_c = 0,998 Re'_c{}^{1/3} \quad (\text{VIII.22})$$

$$Nu'_c = 0,74 Re^{1/2} Pr'_c{}^{1/3} \quad (\text{VIII.23})$$

где τ — время пребывания капель в колонне; $Nu'_c = \beta_c d / D_c$, $Re'_c = \omega_{от} d / D_c$ и $Pr'_c = \mu_c / (\rho_c D_c)$ — диффузионные критерии Нуссельта, Пекле и Прандтля для сплошной фазы; $Fo'_d = 4D_d \tau / d^2$ — диффузионный критерий Фурье для дисперсной фазы; D_c и D_d — коэффициенты диффузии соответственно в сплошной и дисперсной фазах; $Re = \rho_c \omega_{от} d / \mu_c$ — критерий Рейнольдса для капель.

Уравнения (VIII.21) и (VIII.22) являются теоретическими уравнениями, справедливыми при малых значениях Re ; уравнение (VIII.23) — эмпирическое, применимое при больших Re .

Коэффициенты массоотдачи для более крупных капель, в которых не заторможено циркуляционное движение, определяются следующими зависимостями [8—10]:

$$\beta_d = -\frac{d}{6\tau} \ln \{1 - [1 - \exp(-2,2\epsilon\pi^2 Fo'_d)]^{0,5}\} \quad (VIII.24)$$

$$Nu_c = 0,65 Pe'_c{}^{0,5} \left(1 + \frac{d}{t_c}\right)^{-0,5} \quad (VIII.25)$$

$$Nu'_d = 31,4 (Fo'_d)^{-0,34} (Pr'_d)^{-1,125} We^{0,37} \quad (VIII.26)$$

$$Nu'_c = 0,6 Re^{0,5} Pr'_c{}^{0,5} \quad (VIII.27)$$

где $Nu'_d = \beta_d d/D_d$ и $Pr'_d = \mu_d/(\rho_d D_d)$ — диффузионные критерии Нуссельта и Прандтля для дисперсной фазы; $We = \rho_c \omega_{от}^2 d/\sigma$ — критерий Вебера для капль.

Уравнения (VIII.24) и (VIII.25) применимы для малых Re (порядка единицы), а (VIII.26) и (VIII.27) — при больших Re .

Для осциллирующих капель можно использовать следующие уравнения [10]:

$$Nu'_d = 0,32 (Fo'_d)^{-0,14} Re^{0,68} (\rho_c^2 c^3/g \Delta\rho\mu_c^4)^{0,1} \quad (VIII.28)$$

$$Nu'_c = 50 + 0,0085 Re (Pr'_c)^{0,7} \quad (VIII.29)$$

При расчете коэффициентов массоотдачи по приведенным выше уравнениям в безразмерные числа Re , Pe' и We подставляют относительную скорость капль, вычисленную по уравнению (VIII.4); время пребывания капль в колонне принимают равным $\tau = \Phi H/\omega_d$ (где H — высота рабочей зоны экстрактора).

1.6. РАЗМЕР ОТСТОЙНЫХ ЗОН

Для разделения фаз экстракционные колонны имеют отстойные зоны. Обычно они примыкают к рабочей зоне колонны и располагаются выше (верхняя отстойная зона) и ниже ее (нижняя отстойная зона). Отстойная зона для сплошной фазы (при диспергировании более легкой фазы находится внизу) служит для отделения уносимых ею мелких капль. Отстойная зона для дисперсной фазы (при диспергировании легкой фазы находится вверху) предназначена для того, чтобы капли могли коалесцировать перед выходом из аппарата. Время, необходимое для коалесценции капль, можно рассчитать по уравнению [3]:

$$\tau_{коал} = 1,32 \cdot 10^5 \frac{\mu_c d}{\sigma} \left(\frac{H}{d}\right)^{0,18} \left(\frac{\Delta\rho g d^2}{\sigma}\right)^{0,32} \quad (VIII.30)$$

здесь H — высота падения капли перед ее попаданием на межфазную поверхность, где происходит коалесценция.

Расчет размеров отстойных зон лучше проводить на основе опытных данных, так как скорости отстаивания и коалесценции капль зависят от ряда трудно учитываемых факторов, например, от присутствия примесей поверхностно-активных веществ.

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА РАСПЫЛИТЕЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Задание на проектирование. Спроектировать установку для извлечения фенола из воды экстракцией бензолом в распылительной колонне при следующих условиях:

расход исходной смеси — 0,001389 м³/с (5 м³/ч); начальная концентрация фенола в воде — 0,3 кг/м³;

конечная концентрация фенола в воде — 0,06 кг/м³;

начальная концентрация фенола в экстрагенте — 0,01 кг/м³;

температура в экстракторе — 25 °С;

регенерация экстрагента из экстракта — обработка водным раствором щелочи в аппарате с мешалкой;

регенерация экстрагента из рафината не производится.

Здесь рассмотрим расчет только экстракторов. Методы расчета аппаратов для других массообменных и тепловых процессов, которые могут протекать при регенерации экстрагента, а также методы подбора вспомогательного оборудования рассмотрены в гл. I—III, V, VI.

Условия равновесия. При выражении концентраций в кг/м³ коэффициент распределения фенола между бензолом и водой при малых концентрациях фенола является практически постоянной величиной, при 25 °С равной 2,22 [11]. Следовательно, равновесие между фазами в данном случае определяется уравнением (III.2), причем $m = 2,22$, $m_0 = 0$.

Расход экстрагента. Ввиду малой концентрации фенола изменением плотностей фаз в процессе экстракции можно пренебречь. Следовательно, требуемая степень извлечения фенола в соответствии с уравнением (III.7) составляет

$$s = 1 - c_{хн}/c_{хн} = 1 - 0,06/0,3 = 0,8$$

Из уравнения (III.18, б), написанного для случая малых концентраций, определяем минимальный расход экстрагента:

$$V_{y \text{ min}} = \frac{s V_{хн} c_{хн}}{c'_y (c_{хн}) - c_{yh}} = \frac{0,8 \cdot 0,001389 \cdot 0,3}{2,22 \cdot 0,3 - 0,01} = 0,000508 \text{ м}^3/\text{с} = 1,829 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Реальный расход экстрагента должен быть больше минимального. Эффективность полых распылительных колонн обычно невелика (ввиду большого продольного перемешивания в сплошной фазе) и, как правило, не превышает одной теоретической ступени. Поэтому в данном случае определим расход экстрагента, исходя из условия, что необходимое число теоретических ступеней должно быть близко к единице. Ввиду малых концентраций фенола изменением расходов фаз в экстракторе можно пренебречь и, следовательно, число теоретических ступеней можно рассчитывать по уравнению (III.15). Например, если расход экстрагента в два раза больше минимального (0,001016 м³/с), то конечная концентрация фенола в нем в соответствии с уравнением (III.9, б) составит:

$$c_{yк} = c_{yh} + (V_x/V_y) (c_{хн} - c_{хн}) = 0,01 + (0,001389/0,001016) (0,3 - 0,06) = 0,338 \text{ кг/м}^3$$

Подставляя это значение в уравнение (III.15), написанное для концентраций в кг/м³, получаем:

$$n_T = \frac{\lg \left(\frac{c_{yк} - m c_{хн} - m_0}{c_{yh} - m c_{хн} - m_0} \right)}{\lg (m V_y/V_x)} = \frac{\lg \left[\frac{0,338 - 2,22 \cdot 0,3 - 0}{0,01 - 2,22 \cdot 0,06 - 0} \right]}{\lg (2,22 \cdot 0,001016/0,001389)} = 2,02$$

Результаты расчетов при других расходах экстрагента приведены ниже:

$V_y/V_{y \text{ min}}$	3	4	5	6	7
$y_k, \text{ кг/м}^3$	0,229	0,174	0,141	0,119	0,104
n_T	1,42	1,18	1,04	0,94	0,87

Как видно, требуемая эффективность колонны составит около одной теоретической ступени при расходе экстрагента в 5—6 раз больше минимального. Примем расход экстрагента равным 0,002778 м³/с (или 10 м³/ч), т. е. примерно в 5,5 раз больше минимального расхода и в 2 раза больше расхода исходной смеси. При таком расходе бензола конечная концентрация фенола составит $c_{yк} = 0,13 \text{ кг/м}^3$. Поскольку расход бензола

больше, будем использовать его в качестве дисперсной фазы. Ввиду малых концентраций фенола необходимые для расчета физические свойства фаз принимаем равными соответствующим свойствам воды и бензола при 25 °С: $\rho_c = 997 \text{ кг/м}^3$, $\mu_c = 0,894 \text{ мПа}\cdot\text{с}$, $\sigma = 0,0341 \text{ Н/м}$, $\rho_d = 874 \text{ кг/м}^3$, $\mu_d = 0,6 \text{ мПа}\cdot\text{с}$, $\Delta\rho = 123 \text{ кг/м}^3$.

Диаметр колонны. Основная трудность расчета диаметра распылительных колонн заключается в том, что для определения скоростей захлебывания нужно знать размеры капель и скорости их осаждения. Размеры капель зависят от скорости дисперсной фазы в отверстиях распределителя. Последняя же зависит от числа этих отверстий, а число отверстий, необходимое для равномерного распределения дисперсной фазы, зависит от диаметра колонны.

Для расчета диаметра колонны воспользуемся тем обстоятельством, что в химической промышленности используется стандартный ряд диаметров колонных аппаратов. Так как расчетный диаметр колонны необходимо округлять до стандартного, то нет необходимости в определении скоростей захлебывания с большой степенью точности. Поэтому расчет диаметров колонн можно проводить на основе ориентировочных размеров капель, вычисленных по уравнениям (VIII.14) и (VIII.15), в которые не входит скорость истечения. Исходной величиной для расчета является диаметр отверстий распределителя дисперсной фазы. В промышленных условиях во избежание забивания отверстий размер их составляет не менее 3—5 мм. Рассчитаем колонну при диаметре отверстий распределителя дисперсной фазы $d_0 = 4 \text{ мм}$.

Приближенный размер капель. Определяем приближенный размер капель при капельном истечении бензола в воду по уравнению (VIII.14):

$$\gamma = \sqrt{\frac{2\sigma}{g\Delta\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,0341}{9,81 \cdot 123}} = 0,00752 \text{ м (7,52 мм)}$$

$$R = \frac{d_0}{2\gamma} = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 7,52 \cdot 10^{-3}} = 0,266$$

По графику на рис. VIII.3 находим $f(R) = 0,72$. Следовательно $V = \pi R f(R) = 3,14 \cdot 0,266 \cdot 0,72 = 0,601$

Таким образом, ориентировочный диаметр капель при капельном истечении равен:

$$d = \gamma (6V/\pi)^{1/3} = 7,52 (6 \cdot 0,601/3,14)^{1/3} = 7,9 \text{ мм}$$

При струйном истечении приближенный размер капель должен иметь, в соответствии с уравнением (VIII.15), близкое значение:

$$d = 1,92d_0 = 1,92 \cdot 4 = 7,68 \text{ мм}$$

Скорость свободного осаждения капель. Для капель бензола диаметром 7,9 мм из уравнения (VIII.2) находим:

$$P = \frac{\rho_c^2 \sigma^3}{g \Delta\rho \mu_c^4} = \frac{(997)^2 (0,0341)^3}{9,81 \cdot 123 (0,894 \cdot 10^{-3})^4} = 5,12 \cdot 10^{10}$$

$$P^{0,15} = (5,12 \cdot 10^{10})^{0,15} = 40,4$$

$$T = \frac{4 \Delta\rho g d^2 P^{0,15}}{3\sigma} = \frac{4 \cdot 123 \cdot 9,81 (7,9 \cdot 10^{-3})^2 40,4}{3 \cdot 0,0341} = 119$$

$$Q = (22T)^{0,42} = (22 \cdot 119)^{0,42} = 27,4$$

$$Re = (Q - 0,75) P^{0,15} = (27,4 - 0,75) 40,4 = 1070$$

$$\omega_0 = Re \frac{\mu_c}{\rho_c d} = 1070 \frac{0,894 \cdot 10^{-3}}{997 \cdot 7,9 \cdot 10^{-3}} = 0,121 \text{ м/с}$$

Для капель диаметром 7,68 мм получается практически такое же значение скорости свободного осаждения (0,122 м/с).

Суммарная фиктивная скорость фаз при захлебывании. Удерживающая способность при захлебывании в данном случае ($b = V_d/V_c = 2$) в соответствии с уравнением (VIII.6) равна:

$$\Phi_a = \frac{\sqrt{b^2 + 8b} - 3b}{4(1-b)} = \frac{\sqrt{2^2 + 8 \cdot 2} - 3 \cdot 2}{4(1-2)} = 0,382$$

Принимая характеристическую скорость капель в распылительной колонне равной скорости свободного осаждения, из уравнения (VIII.5) находим:

$$(\omega_d + \omega_c)_z = (1 - 4\Phi_a + 7\Phi_a^2 - 4\Phi_a^3) \omega_{\text{хар}} =$$

$$= (1 - 4 \cdot 0,382 + 7 \cdot 0,382^2 - 4 \cdot 0,382^3) 0,121 = 0,0328 \text{ м/с}$$

Таким образом, минимально возможный диаметр колонны равен:

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4(V_d + V_c)}{\pi(\omega_d + \omega_c)_z}} = \sqrt{\frac{4(0,002778 + 0,001389)}{3,14 \cdot 0,0328}} = 0,402 \text{ м}$$

Выбираем внутренний диаметр колонны равным 0,5 м. Фиктивные скорости фаз в такой колонне будут равны: $\omega_x = \omega_c = 0,707 \text{ см/с}$, $\omega_y = \omega_d = 1,414 \text{ см/с}$. Колонна будет работать при нагрузке, составляющей 65 % от нагрузки при захлебывании. В данном случае диаметры колонны, определяемые из приближенных размеров капель для капельного и струйного истечения, одинаковы. Если бы они различались, то окончательный выбор диаметра колонны должен был бы проводиться после расчета распределителя и определения режима истечения дисперсной фазы.

Расчет распределителя дисперсной фазы. Работа распылительных колонн во многом определяется конструкцией распределителя дисперсной фазы. Он должен подавать в рабочую зону колонны достаточно малые капли, по возможности близкие по размерам, и обеспечить равномерное распределение капель по объему аппарата. При близких размерах капель время пребывания их в колонне не должно сильно различаться, и режим движения дисперсной фазы близок к режиму идеального вытеснения. Поэтому предпочтительнее капельный режим истечения, при котором образуются одинаковые капли (иногда наряду с однородными крупными каплями наблюдается образование капель-спутников значительно меньшего размера).

Капельный режим работы распределителя дисперсной фазы не всегда осуществим, так как может потребоваться слишком большое число отверстий, которое невозможно разместить по его поперечному сечению. Для равномерного распределения капель по сечению аппарата необходимо, чтобы диаметр распределителя был равен диаметру рабочей зоны экстрактора (в месте установки распределителя колонна должна иметь расширение для свободного прохода сплошной фазы в отстойную зону). Число отверстий распределителя при размещении их по треугольникам примерно определяется соотношением

$$n = 0,905 (D/s)^2 \quad (\text{VIII.31})$$

Максимальное число отверстий соответствует минимальному шагу s между отверстиями, который определяется конструкцией распределителя и не должен быть меньше размера капель (во избежание их слияния при выходе из распределителя). В основу расчета числа отверстий распределителя дисперсной фазы может быть положен принцип минимального размера капель. Зависимость среднего размера капель от скорости истечения обычно имеет вид, показанный на рис. VIII.4. Примерное положение минимума определяется следующими соотношениями:

$$We = 0,59/R \text{ при } R \leq 0,317 \quad We = 1,8 \text{ при } R > 0,317 \quad (\text{VIII.32})$$

Рассчитаем число отверстий распределителя дисперсной фазы так, чтобы размер капель был минимальным. Так как в данном случае $R = 0,266$, то критерий Вебера должен быть равен $We = 0,59/0,266 = 2,22$. Скорость в отверстиях распределителя, соответствующая этому значению критерия Вебера, равна:

$$\omega_N = \sqrt{\frac{\sigma We}{\rho_d d_0}} = \sqrt{\frac{0,0341 \cdot 2,22}{874 \cdot 0,004}} = 0,147 \text{ м/с}$$

Необходимое для такой скорости истечения число отверстий составляет:

$$n = \frac{4V_d}{\pi \omega_N d_0^2} = \frac{4 \cdot 0,002778}{3,14 \cdot 0,147 \cdot 0,004^2} = 1500$$

В соответствии с уравнением (VIII.31) шаг между отверстиями должен быть равен:

$$s = D \sqrt{0,905/n} = 0,5 \sqrt{0,905/1500} = 0,0123 \text{ м}$$

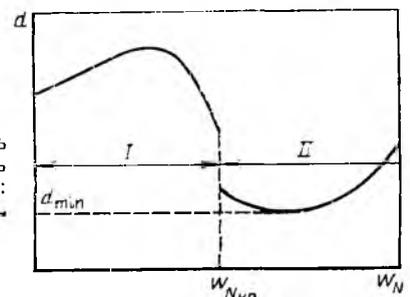


Рис. VIII.4. Зависимость среднего размера капель от скорости истечения: I — капельный режим; II — струйный режим.

Это значение заметно больше и размера отверстий, и ориентировочного размера капель. Следовательно, по сечению распределителя можно разместить 1500 отверстий. Найдем критическую скорость истечения по уравнению (VIII.12):

$$\omega_{N,kr} = \left[0,64 \left(\frac{9,81 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{0,0341} \right)^2 + \frac{3 \cdot 0,0341}{874 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \left(1 + \frac{4 \cdot 10^{-3}}{7,52 \cdot 10^{-3}} \right)} \right]^{0,5} - 0,8 \frac{9,81 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{0,0341} = 0,12 \text{ м/с}$$

При числе отверстий $n = 1500$ скорость истечения (0,147 м/с) немного превышает критическую скорость. Следовательно, распределитель будет работать в начальной стадии струйного режима, когда образующиеся капли несильно отличаются по размеру.

Размер капель. Уточненный расчет размеров капель проводим по уравнению (VIII.16) для струйного истечения:

$$\alpha = 1 + 6750 \left(\frac{8 \cdot 0,266^2}{1,8 + 2,22} \right)^{0,41} 2,22^{0,706} \times \left(\frac{9,81 \cdot 0,004^3 \cdot 874^3}{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,894 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,35} = 7,17$$

$$\beta = 0,28 + 0,4 \exp[-0,56(7,17 - 1)] = 0,293$$

$$d = \frac{1,675 \cdot 4}{7,17^{1/4} \cdot 0,293^{1/3}} = 6,16 \text{ мм}$$

Удерживающая способность. Определение скорости свободного осаждения для капель бензола диаметром 6,16 мм по уравнению (VIII.2) дает значение $\omega_0 = 0,126$ м/с. При таком значении характеристической скорости уравнение (VIII.11) принимает вид:

$$\Phi^3 - 2\Phi^2 + \left(1 + \frac{0,01414}{0,126} - \frac{0,00737}{0,126} \right) \Phi - \frac{0,01414}{0,126} = 0$$

или

$$\Phi^3 - 2\Phi^2 + 1,06\Phi - 0,117 = 0$$

Подбором находим, что минимальный положительный корень этого уравнения равен 0,142 (аналитический метод решения кубического уравнения для расчета удерживающей способности приведен в разделе 1.3). Теперь можно найти удельную поверхность контакта по уравнению (III.20):

$$a = \frac{6\Phi}{d} = \frac{6 \cdot 0,142}{6,16 \cdot 10^{-3}} = 138 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Таким образом, при расчете гидродинамических параметров распылительной колонны получены следующие результаты:

диаметр колонны (и распределителя дисперсной фазы)	0,5 м
фиктивная скорость дисперсной фазы (бензола)	1,414 см/с
фиктивная скорость сплошной фазы (воды)	0,707 см/с
число отверстий распределителя дисперсной фазы диаметром 4 мм	1500
шаг между отверстиями	12,3 мм
средний размер капель	6,16 мм
удерживающая способность	0,142
удельная поверхность контакта фаз	138 м ² /м ³

Переходим к расчету высоты рабочей зоны экстрактора.

Коэффициенты диффузии. Вычислим коэффициенты диффузии по уравнению [12]

$$D = \frac{7,4 \cdot 10^{-12} (\varphi \cdot M)^{0,5} T}{\mu^{0,4}}$$

где M — молекулярная масса растворителя, равная для воды 18,02, для бензола — 78,2; φ — фактор ассоциации растворителя, равный для воды 2,6, для бензола 1 [12]; v — мольный объем диффундирующего вещества, равный для фенола 103 см³/моль; вязкость раствора μ (в мПа·с) можно принять равной вязкости растворителей.

Рассчитаем коэффициент диффузии в разбавленном растворе фенола в воде:

$$D_c = \frac{7,4 \cdot 10^{-12} (2,6 \cdot 18,02)^{0,5} \cdot 98}{0,894 \cdot 10^3^{0,6}} = 1,05 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

Аналогичный расчет коэффициента диффузии в бензоле дает:

$$D_d = 2 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$$

Коэффициенты массоотдачи. Параметр T в уравнении (VIII.2) равен

$$T = \frac{4 \cdot 123 \cdot 9,81 (6,16 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 40,4}{3 \cdot 0,0341} = 72,3$$

Так как в данном случае $T > 70$, размер капель больше критического (рис. VIII.2), и капли должны осциллировать в процессе осаждения. Поэтому определение коэффициентов массоотдачи проводим по уравнениям для осциллирующих капель. Расчет по уравнению (VIII.29) дает:

$$\omega_{от} = \frac{\omega_0}{1 - \Phi} + \frac{\omega_d}{\Phi} = \frac{0,707}{1 - 0,142} + \frac{1,414}{0,142} = 10,8 \text{ см/с}$$

$$Re = \frac{\rho_c \omega_{от} d}{\mu_c} = \frac{997 \cdot 10,8 \cdot 10^{-2} \cdot 6,16 \cdot 10^{-3}}{0,894 \cdot 10^{-3}} = 742$$

$$Pr'_c = \frac{\mu_c}{\rho_c D_c} = \frac{0,894 \cdot 10^{-3}}{997 \cdot 1,05 \cdot 10^{-9}} = 854$$

$$Nu'_c = 50 + 0,0085 Re Pr'_c^{0,7} = 50 + 0,0085 \cdot 742 \cdot 854^{0,7} = 761$$

$$\beta_x = \beta_c = Nu'_c \frac{D_c}{d} = 761 \frac{1,05 \cdot 10^{-9}}{6,16 \cdot 10^{-3}} = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$$

Для определения коэффициента массоотдачи в дисперсной фазе нужно знать время пребывания капель в колонне, зависящее от ее высоты. Зададимся высотой $H = 5$ м. Тогда

$$\tau = \Phi H / \omega_d = 0,142 \cdot 5 / 1,414 \cdot 10^{-2} = 50,2 \text{ с}$$

$$Fo'_d = \frac{4D_d \tau}{d^2} = \frac{4(2 \cdot 10^{-9}) 50,2}{(6,16 \cdot 10^{-3})^2} = 0,0106$$

$$\frac{\rho_c^2 \sigma^3}{g \Delta \rho \mu_c^4} = 5,12 \cdot 10^{10}$$

$$Nu'_d = 0,32 (0,0106)^{-0,14} 742^{0,68} (5,12 \cdot 10^{10})^{0,1} = 638$$

$$\beta_y = \beta_d = Nu'_d \frac{D_d}{d} = 638 \frac{2 \cdot 10^{-9}}{6,16 \cdot 10^{-3}} = 2,07 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$$

Коэффициент массопередачи по фазе бензола

$$K_y = \left[\frac{1}{\beta_y} + \frac{\mu}{\beta_x} \right]^{-1} = \left(\frac{1}{2,07 \cdot 10^{-4}} + \frac{2,22}{1,3 \cdot 10^{-4}} \right)^{-1} = 0,456 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$$

Высота рабочей зоны. Для коэффициентов продольного перемешивания в распылительных колоннах нет надежных корреляционных зависимостей. Однако известно, что в сплошной фазе происходит сильное продольное перемешивание; движение же дисперсной фазы (в случае если капли не очень широко распределены по размерам) приближается к режиму идеального вытеснения. Поэтому при расчете высоты рабочей зоны примем следующую структуру потоков: для сплошной фазы — идеальное перемешивание, для дисперсной — идеальное вытеснение. В этом случае необходимое число единиц переноса по дисперсной фазе определяется уравнением

$$n_{oy} = \ln \frac{c_{ув} - c_{ж} m - m_0}{c_{ук} - m c_{жк} - m_0} \quad (\text{VIII.32})$$

Тогда в соответствии с уравнением (III.33) находим высоту колонны:

$$n_{oy} = \ln \frac{0,01 - 2,22 \cdot 0,06 - 0}{0,13 - 2,22 \cdot 0,06 - 0} = 3,65$$

$$H_{oy} = \frac{\omega_y}{K_y a} = \frac{1,414 \cdot 10^{-2}}{0,456 \cdot 10^{-4} \cdot 138} = 2,25 \text{ м}$$

$$H = n_{oy} H_{oy} = 3,65 \cdot 2,25 = 8,21 \text{ м}$$

Поскольку высота колонны получилась отличной от $H = 5$ м (которой задались при определении коэффициента массоотдачи в дисперсной фазе), расчет следует повторить. Принимая $H = 8,21$ м, получим: $\beta_y = 1,93 \cdot 10^{-4}$ м/с; $K_y = 0,449 \cdot 10^{-4}$ м/с; $H_{oy} = 2,28$ м; $H = 8,32$ м. При повторении расчета высота колонны не меняется. Принимаем $H = 8,5$ м.

Размер отстойных зон. Диаметр отстойных зон (принимая их одинаковыми) определим, исходя из условия, что сплошная фаза должна двигаться в зазоре между краем распределителя дисперсной фазы и стенкой отстойной зоны с той же

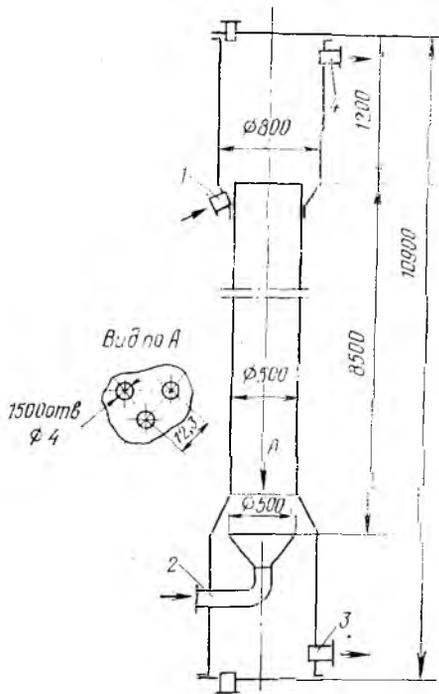


Рис. VIII.5. Схема распылительной колонны:

1, 3 — вход и выход сплошной фазы; 2, 4 — вход и выход дисперсной фазы.

фиктивной скоростью, что и в колонне. Тогда диаметр отстойных зон можно найти из уравнения

$$D_{от} = \sqrt{D^2 + \frac{4V_c}{\pi\omega_c}} = \sqrt{0,5^2 + \frac{4 \cdot 0,001389}{3,14 \cdot 0,00707}} = 0,707 \text{ м}$$

Принимаем диаметр отстойных зон равным 0,8 м.

Найдем по уравнению (VIII.30) время, необходимое для коалесценции капель бензола:

$$\tau_{коал} = 1,32 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,894 \cdot 10^{-3} \cdot 6,16 \cdot 10^{-3}}{0,0341} \times \left(\frac{8,5}{6,16 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,18} \cdot \left(\frac{123 \cdot 9,81 (6,16 \cdot 10^{-3})^2}{0,0341} \right) = 86,1 \text{ с}$$

Найденное время коалесценции является приближенным, так как размер капель в отстойной зоне вследствие коалесценции капель должен быть больше, чем в колонне (6,16 мм). Для расчета объема верхней отстойной зоны примем, что половина верхней отстойной зоны занята слоем чистого скоалесцировавшего бензола, а другая половина заполнена коалесцирующими каплями. Считая, что объемная доля бензола в коалесцирующей эмульсии составляет 80 %, получаем объем верхней отстойной зоны:

$$v_{от} = 2 \left(\frac{V_d \tau_{коал}}{0,8} \right) = 2 \left(\frac{0,002778 \cdot 86,1}{0,8} \right) = 0,598 \text{ м}^3$$

Следовательно, высота отстойной зоны должна быть равна

$$H_{от} = \frac{4v_{от}}{\pi D_{от}^2} = \frac{4 \cdot 0,598}{3,14 \cdot 0,8^2} = 1,19 \text{ м}$$

Принимаем отстойные зоны одинаковыми, высотой 1,2 м. На рис. VIII.5 приведены основные размеры распылительной колонны, определенные в результате технологического расчета.

Низкая эффективность спроектированной колонны (высота, эквивалентная теоретической ступени, равна ~8 м) обусловлена большим продольным перемешиванием в сплошной фазе (при расчете принято полное перемешивание). Если бы режим движения обеих фаз соответствовали идеальному вытеснению, необходимая высота рабочей зоны колонны составила бы около 1 м.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА РОТОРНО-ДИСКОВОГО ЭКСТРАКТОРА

В качестве примера расчета роторно-дискового экстрактора рассмотрим тот же процесс очистки воды от фенола экстракцией бензолом, но очистки более

глубокой — до конечной концентрации фенола в воде 0,009 кг/м³ (степень извлечения 97 %). Остальные исходные параметры будем считать такими же, как и при расчете распылительной колонны:

$$V_x = V_c = 0,001389 \text{ м}^3/\text{с} \quad V_y = V_d = 0,002778 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$c_{хн} = 0,3 \text{ кг/м}^3; \quad c_{yh} = 0,01 \text{ кг/м}^3;$$

$$t = 25 \text{ }^\circ\text{C}; \quad m = 2,22; \quad m_0 = 0;$$

$$\rho_c = 997 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_d = 874 \text{ кг/м}^3; \quad \Delta\rho = 123 \text{ кг/м}^3;$$

$$\mu_c = 0,894 \text{ мПа}\cdot\text{с}; \quad \mu_d = 0,6 \text{ мПа}\cdot\text{с};$$

$$D_c = 1,05 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}; \quad D_d = 2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\sigma = 0,0341 \text{ Н/м}; \quad \Phi_3 = 0,382.$$

Конечная концентрация фенола в бензоле при такой степени извлечения равна

$$c_{yh} = c_{yh} + \frac{V_x}{V_y} (c_{хн} - c_{лн}) = 0,01 + \frac{0,001389}{0,002778} (0,3 - 0,009) = 0,1555 \text{ кг/м}^3$$

Обычно диаметр дисков роторно-дисковых экстракторов в 1,5—2 раза меньше диаметра колонны, высота секции (расстояние между дисками) в 2—4 раза меньше диаметра колонны, а внутренний диаметр колец статора составляет 70—80 % от диаметра колонны. Частота вращения дисков n обычно такова, что произведение nD_p находится в пределах 0,1—1 м/с. Примем следующие соотношения размеров внутренних устройств экстрактора:

$$D_p/D = 2/3; \quad D_c/D = 3/4; \quad h/D = 1/3$$

где D , D_p и D_c — соответственно диаметр колонны и дисков и внутренний диаметр колец статора; h — высота секции. Рассчитаем роторно-дисковый экстрактор, работающий при $nD_p = 0,2$ м/с.

Средний размер капель. Для определения размеров капель по уравнению (VIII.20) необходимо знать число секций (дисков). Зададимся числом секций N , равным 20. Получим:

$$d = 16,7 \frac{(0,894 \cdot 10^{-3})^{0,3} (34,1 \cdot 10^{-3})^{0,5}}{(0,2)^{0,9} (9,81)^{0,2} (997)^{0,8} 20^{0,23}} = 2,03 \cdot 10^{-3} \text{ м} (2,03 \text{ мм})$$

Суммарная фиктивная скорость фаз при захлебывании. Рассчитав скорость свободного осаждения капель бензола размером 2,03 мм в воде по уравнению (VIII.2), получим: $\omega_0 = 5,73$ см/с. Определим характеристическую скорость капель по уравнению (VIII.7):

$$(D_c/D)^2 = (3/4)^2 = 0,562; \quad 1 - (D_p/D)^2 = 1 - (2/3)^2 = 0,556$$

$$\frac{(D_c + D_p)}{D} \left[\left(\frac{D_c - D_p}{D} \right)^2 + \left(\frac{h}{D} \right)^2 \right]^{0,5} = \left(\frac{3}{4} + \frac{2}{3} \right) \left[\left(\frac{3}{4} - \frac{2}{3} \right)^2 + \left(\frac{1}{3} \right)^2 \right]^{0,5} = 0,485$$

Следовательно, $\alpha = 0,485$, и характеристическая скорость капель равна:

$$\omega_{хар} = \alpha \omega_0 = 0,485 \cdot 5,73 = 2,78 \text{ см/с}$$

Фиктивную суммарную скорость фаз при захлебывании находим из уравнения (VIII.5):

$$(\omega_d + \omega_c)_3 = (1 - 4 \cdot 0,382 + 7 \cdot 0,382^2 - 4 \cdot 0,382^3) \times 2,78 = 0,756 \text{ см/с}$$

Диаметр колонны и размеры внутренних устройств. Минимально возможный диаметр колонны равен

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4(V_d + V_c)}{\pi(\omega_d + \omega_c)_3}} = \sqrt{\frac{4(0,001389 + 0,002778)}{3,14 \cdot 0,756 \cdot 10^{-2}}} = 0,84 \text{ м}$$

Принимаем внутренний диаметр колонны равным 1 м. Фиктивные скорости фаз в такой колонне равны: $\omega_y = \omega_d = 0,354$ см/с, $\omega_x = \omega_c = 0,177$ см/с. Суммарная скорость фаз составит 69 % от суммарной скорости фаз при захлебывании.

Основные размеры внутренних устройств экстрактора:

$$D_p = D (D_p/D) = 1 (2/3) = 0,667 \text{ м}$$

$$D_c = D (D_c/D) = 1 (3/4) = 0,75 \text{ м}$$

$$h = D (h/D) = 1 (1/3) = 0,333 \text{ м}$$

Частота вращения ротора равна

$$n = (nD_p)/D_p = 0,2/0,667 = 0,3 \text{ с}^{-1}$$

Удельная поверхность контакта фаз. Подставляя значения фиктивных скоростей и характеристической скорости в уравнение (VIII.11), получим кубическое уравнение:

$$\Phi^3 - 2\Phi^2 + 1,06\Phi - 0,127 = 0$$

Решая его (см. раздел 1.3), находим удерживающую способность $\Phi = 0,169$. В соответствии с уравнением (III.20) удельная поверхность контакта фаз равна:

$$a = \frac{6\Phi}{d} = \frac{6 \cdot 0,169}{2,03 \cdot 10^{-3}} = 510 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Высота колонны. Рассчитаем высоту колонны с учетом продольного перемешивания на основе диффузионной модели по схеме, показанной на рис. II.5. Коэффициенты продольного перемешивания в сплошной фазе (E_c) и в дисперсной фазе (E_d) определим из следующих эмпирических уравнений [13]:

$$E_c = 0,5 \frac{w_c h}{1 - \Phi} + 0,09 \left(\frac{D_p}{D} \right)^2 \left[\left(\frac{D_c}{D} \right)^2 - \left(\frac{D_p}{D} \right)^2 \right] n D_p h$$

$$E_d = 0,5 \frac{w_d h}{\Phi} + 0,09 \left(\frac{D_p}{D} \right)^2 \left[\left(\frac{D_c}{D} \right)^2 - \left(\frac{D_p}{D} \right)^2 \right] n D_p h \quad (\text{VIII.35})$$

Расчет по этим уравнениям дает:

$$E_x = E_c = 0,5 \frac{0,177 \cdot 10^{-2} \cdot 0,333}{1 - 0,169} + 0,09 \left(\frac{2}{3} \right)^2 \times$$

$$\times \left[\left(\frac{3}{4} \right)^2 - \left(\frac{2}{3} \right)^2 \right] 0,2 \cdot 0,333 = 6,69 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$E_y = E_d = 0,5 \frac{0,354 \cdot 10^{-2} \cdot 0,333}{1 - 0,169} +$$

$$+ 0,09 \left(\frac{2}{3} \right)^2 \left[\left(\frac{3}{4} \right)^2 - \left(\frac{2}{3} \right)^2 \right] 0,2 \cdot 0,333 = 38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

Для определения коэффициентов массоотдачи необходимо знать относительную скорость капель в колонне и критерий Рейнольдса:

$$\omega_{от} = \frac{w_d}{\Phi} + \frac{w_c}{1 - \Phi} = \frac{0,177}{0,169} + \frac{0,354}{1 - 0,169} = 2,3 \text{ см/с}$$

$$Re = \frac{\rho_c \omega_{от} d}{\mu_c} = \frac{997 \cdot 2,3 \cdot 10^{-2} \cdot 0,03 \cdot 10^{-3}}{0,894 \cdot 10^{-3}} = 52,2$$

Параметр T в уравнении (VIII.2) равен

$$T = \frac{4 \cdot 123 \cdot 9,81 (2,03 \cdot 10^{-3})^2 40,4}{3,0 \cdot 0,0341} = 7,85$$

Так как $T < 70$, то капли не осциллируют.

Ввиду того, что Re заметно больше единицы, для расчета коэффициентов массоотдачи используем уравнения (VIII.26) и (VIII.27). При определении размеров капель число секций экстрактора принято равным 20. Поэтому в качестве первого приближения для высоты экстрактора принимаем значение $H = Nh = 20 \cdot 0,333 = 6,66 \text{ м}$. Рассчитываем коэффициенты массоотдачи:

$$Nu'_c = 0,6 Re^{0,5} Pr'_c{}^{0,5} = 0,6 (52,2)^{0,5} (854)^{0,5} = 127$$

$$\beta_x = \beta_c = Nu'_c \frac{D_c}{d} = 127 \frac{1,05 \cdot 10^{-3}}{2,03 \cdot 10^{-3}} = 0,657 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$$

$$\tau = \frac{\Phi H}{w_d} = \frac{0,169 \cdot 6,66}{0,354 \cdot 10^{-2}} = 318 \text{ с}$$

$$Fo'_d = \frac{4D_d \tau}{d^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-9} \cdot 318}{(2,03 \cdot 10^{-3})^2} = 0,617$$

$$We = \frac{\rho_c \omega_{от}^2 d}{\sigma} = \frac{997 (2,3 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 0,03 \cdot 10^{-3}}{0,0341} = 0,0314$$

$$Nu'_d = 31,4 Fo'_d{}^{-0,34} Pr'_d{}^{-0,12} We^{0,37} = 4,96$$

$$\beta_y = \beta_d = Nu'_d \frac{D_d}{d} = 4,96 \frac{2 \cdot 10^{-9}}{2,03 \cdot 10^{-3}} = 0,0488 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$$

Критерии $Pr'_c = 854$ и $Pr'_d = 343$ определены при расчете распылительной колонны. Находим коэффициент массопередачи и высоту единицы переноса по водной фазе, соответствующую режиму идеального вытеснения:

$$K_x = \left[\frac{1}{\beta_x} + \frac{1}{m\beta_y} \right]^{-1} = \left(\frac{1}{0,657 \cdot 10^{-4}} + \frac{1}{2,22 \cdot 0,0488 \cdot 10^{-4}} \right)^{-1} = 0,93 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$$

$$H_{ox} = \frac{w_x}{K_x a} = \frac{0,177 \cdot 10^{-2}}{0,93 \cdot 10^{-5} \cdot 500} = 0,381 \text{ м}$$

Число единиц переноса определяем по уравнению (III.37), которое применительно к экстракции имеет следующий вид:

$$n_{ox} = \frac{mV_y/V_x}{(mV_y/V_x) - 1} \ln \frac{m c_{xH} + m_0 - c_{yK}}{m c_{xK} + m_0 - c_{yH}} \quad (\text{VIII.36})$$

Для рассматриваемого процесса $mV_y/V_x = 2,22 \cdot 2 = 4,44$; $m_0 = 0$. Следовательно

$$n_{ox} = \frac{4,44}{4,44 - 1} \ln \frac{2,22 \cdot 0,3 - 0,1555}{2,22 - 0,009 - 0,01} = 5,08$$

Таким образом, при режиме идеального вытеснения по обеим фазам высота рабочей зоны колонны равна $H = n_{ox} H_{ox} = 5,08 \cdot 0,381 = 1,93 \text{ м}$. Для определения высоты колонны с учетом продольного перемешивания находим методом последовательного приближения «кажущуюся» высоту единицы переноса по уравнениям (III.39) и (III.40). Сначала определяем значение критерия Пекле для продольного перемешивания в обеих фазах:

$$Pe_{ny} = \frac{w_y H}{E_y} = \frac{0,354 \cdot 10^{-2} \cdot 6,66}{38 \cdot 10^{-4}} = 6,20$$

$$Pe_{nx} = \frac{w_x H}{E_x} = \frac{0,177 \cdot 10^{-2} \cdot 6,66}{6,69 \cdot 10^{-4}} = 17,6$$

При первом приближении коэффициенты f_y и f_x вычисляем, пренебрегая в уравнениях (III.40) вторыми членами в правой части:

$$f_y \approx \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-Pe_{ny})]}{Pe_{ny}} \right\}^{-1} =$$

$$= \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-6,20)]}{6,20} \right\}^{-1} = 1,192$$

$$f_x \approx \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-Pe_{nx})]}{Pe_{nx}} \right\}^{-1} =$$

$$= \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-17,6)]}{17,6} \right\}^{-1} = 1,06$$

Подставляя эти значения в уравнение (III.39), находим первое приближение для кажущейся высоты единицы переноса:

$$H'_{ox} = H_{ox} + \frac{E_x}{w_x f_x} + \left(\frac{V_x}{mV_y} \right) \left(\frac{E_y}{w_y f_y} \right) = 0,381 + \frac{6,69 \cdot 10^{-4}}{0,177 \cdot 10^{-2} \cdot 1,06} + 0,2252 \frac{38 \cdot 10^{-4}}{0,354 \cdot 10^{-2} \cdot 1,192} = 0,941 \text{ м}$$

где $V_x/mV_y = (2,22 \cdot 2)^{-1} = 0,2252$.

Значение H_{ox} в первом приближении можно найти и иначе, например принимая $f_x = f_y = 1$, или принимая H'_{ox} в уравнениях (III.40) равным H_{ox} . Полученному значению $H'_{ox} = 0,941 \text{ м}$ соответствует высота колонны $H = n_{ox} H'_{ox} = 5,08 \cdot 0,941 = 4,78 \text{ м}$. Эти значения H и H'_{ox} используем для более точного определения критериев Пекле и коэффициентов f_y и f_x :

$$Pe_{ny} = \frac{0,354 \cdot 10^{-2} \cdot 4,78}{38 \cdot 10^{-4}} = 4,45$$

$$Pe_{nx} = \frac{0,177 \cdot 10^{-2} \cdot 4,78}{6,69 \cdot 10^{-4}} = 12,6$$

$$f_y = \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-Pe_{ny})]}{Pe_{ny}} \right\}^{-1} =$$

$$= \left\{ 1 - \frac{V_x}{mV_y} \frac{E_y}{w_y H'_{ox}} \right\}^{-1} = \left\{ 1 - \frac{1 - \exp(-4,45)}{4,45} \right\}^{-1} =$$

$$= (1 - 0,2252) \frac{38 \cdot 10^{-4}}{0,354 \cdot 10^{-2} \cdot 0,941} = 0,401$$

$$f_x = \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-Pe_{пх})]}{Pe_{пх}} \right\}^{-1} +$$

$$+ \left(1 - \frac{V_x}{mV_y} \right) \frac{E_x}{w_x H'_{ox}} = \left\{ 1 - \frac{[1 - \exp(-12,6)]}{12,6} \right\}^{-1} +$$

$$+ (1 - 0,2252) \frac{6,69 \cdot 10^{-4}}{0,177 \cdot 10^{-2} \cdot 0,941} = 1,40$$

Во втором приближении кажущаяся высота единицы переноса равна:

$$H'_{ox} = 0,381 + \frac{6,69 \cdot 10^{-4}}{0,177 \cdot 10^{-2} \cdot 1,40} +$$

$$+ 0,2252 \frac{38 \cdot 10^{-4}}{0,354 \cdot 10^{-2} \cdot 0,401} = 1,25 \text{ м}$$

При такой H'_{ox} высота колонны должна быть равна $H = 1,25 \cdot 5,08 = 6,35 \text{ м}$.

Проводя расчет H'_{ox} и H несколько раз, до тех пор, пока значения этих величин в двух последовательных итерациях не станут практически равными, получим: $H'_{ox} = 1,15 \text{ м}$; $H = 5,84 \text{ м}$. Так как расстояние между дисками равно $0,333 \text{ м}$, колонна такой высоты должна иметь $5,84/0,333 = 17,5$ дисков. Принимаем число секций колонны равным 18; следовательно, высота ее рабочей зоны будет составлять $18 \cdot 0,333 = 6 \text{ м}$.

В начале расчета при определении размеров капель число секций в колонне было принято равным 20. Если в уравнение (VIII.20) подставить $N = 18$, получим средний размер капель $d = 2,08 \text{ мм}$, что на $2,5 \%$ отличается от значения d при $N = 20$. Поскольку такое отклонение находится, по-видимому, в пределах точности уравнения (VIII.20), пересчет размеров капель и всех остальных гидродинамических параметров экстрактора не имеет смысла. Практически не изменится также и коэффициент массоотдачи в дисперсной фазе, зависящий от высоты колонны. Однако если бы в результате расчета высота экстрактора сильно отличалась от значения, которым задались вначале, весь расчет следовало бы повторить, начиная с определения среднего размера капель.

Результаты расчета высоты колонны свидетельствуют о значительном продольном перемешивании в роторно-дисковых экстракторах. Вследствие продольного перемешивания необходимая высота рабочей зоны увеличивается в 3 раза.

Сравнивая результаты расчета роторно-дисковой и распылительной экстракционных колонн, можно отметить гораздо большую эффективность первой: число теоретических ступеней при заданных концентрациях фаз равно около 2,6 н, следовательно, ВЭТС $\approx 2,3 \text{ м}$, в то время как для распылительной колонны ВЭТС $\approx 8 \text{ м}$. Однако производительность распылительного экстрактора гораздо больше: диаметр его при тех же расходах вдвое меньше.

Энергетические затраты на перемешивание в нем. Для вращающегося диска критерий мощности при достаточно больших значениях критерия Рейнольдса ($Re_M > 10^5$) равен примерно $K_N = 0,03 [1]$. В данном случае $Re_M \cong \cong \rho_c n D_p^2 / \mu_c = 997 \cdot 0,3 \cdot 0,667^2 / 0,894 \cdot 10^{-3} = 149 000$. Средняя плотность перемешиваемой среды $\rho = \Phi \rho_d + (1 - \Phi) \rho_c = 0,169 \cdot 874 + (1 - 0,169) 997 = 976 \text{ кг/м}^3$. Следовательно, затраты энергии на перемешивание одним диском составляют:

$$N_1 = K_N \rho n^3 D_p^5 = 0,03 \cdot 976 \cdot 0,3^3 \cdot 0,667^5 = 0,1 \text{ Вт}$$

Таким образом, затраты мощности на перемешивание очень невелики, и для всех дисков составляют около 2 Вт. Мощность электродвигателя в данном случае следует подбирать на основе механического расчета. Она должна быть достаточной для преодоления пускового момента и сил трения в опорах.

Размер отстойных зон. В роторно-дисковых экстракторах диаметры рабочей зоны и отстойных зон обычно одинаковы. Если определить по уравнению (VIII.30) время, необходимое для коалесценции капель бензола в верхней отстойной зоне, и исходя из этого времени рассчитать объем отстойной зоны (как это делалось при расчете распылительной колонны), то высота отстойной зоны получится равной около $0,2 \text{ м}$. Но в данном экстракторе отстойные зоны являются продолжением рабочей в которой происходит интенсивное движение жидкостей.

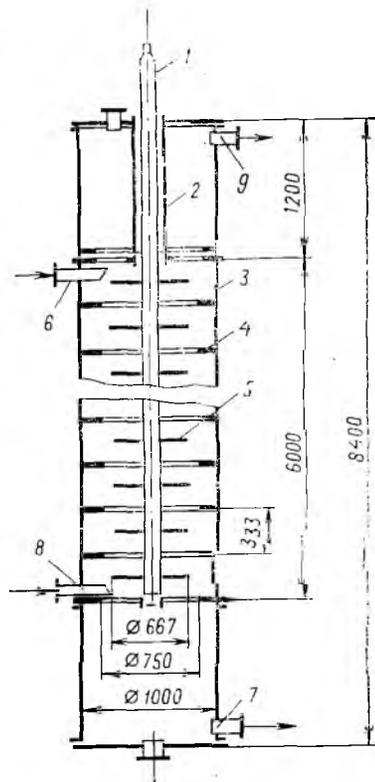


Рис. VIII.6. Схема роторно-дискового экстрактора:

1 — вал; 2 — успокоительная втулка; 3 — обечайка; 4 — кольцо; 5 — диск; 6, 7 — вход и выход тяжелой фазы; 8, 9 — вход и выход легкой фазы.

Поэтому отстойные зоны должны состоять из двух частей: собственно отстойных зон (где происходит разделение фаз) и промежуточных успокоительных зон высотой обычно не меньше диаметра колонны (наличие которых создает лучшие условия для отстаивания). Исходя из этих соображений, принимаем полную высоту отстойных зон равной $1,2 \text{ м}$.

Основные размеры роторно-дискового экстрактора, полученные в результате технологического расчета, приведены на рис. VIII.6. Приведенный пример расчета роторно-дискового экстрактора выполнен при условии, что произведение числа оборотов ротора на его диаметр составляет $0,2 \text{ м/с}$. При проектировании экстрактора следует провести его расчет при разных значениях nD_p , сравнить результаты и выбрать оптимальный вариант.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы жидкостной экстракции. Под ред. Г. Я. Ягодина. М., Химия, 1981. 400 с.
2. Hu S. J. Kinter R. C., AIChE J., 1955, v. 1, p. 42—48.
3. Последние достижения в области жидкостной экстракции. М., Химия, 1974. 448 с.
4. Crawford J. W., Wilke C. R. Chem. Eng. Progr., 1951, v. 47, p. 423—429.
5. Lehrer I. H. Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Devel., 1979, v. 18, p. 279—300.
6. Каган С. З., Ковалев Ю. Н., Захарычев А. П. — ТОХТ № 7, 1973, с. 565—570.
7. Каган С. З., Аэров М. Э., Волкова Т. С. — ЖПХ. 37, 1964, с. 58—65.
8. Броунштейн Б. И., Фишбеин Г. А. Гидродинамика, массо- и теплообмен в дисперсных системах. М., Химия, 1977. 279 с.
9. Calderbank P. H., Korchinski I. J. B., Chem. Eng. Sci., 1956, v. 6, с. 65—68.
10. Skelland A. H. P., Diffusional Mass Transfer, New—York, 1974.
11. Справочник по растворимости. Т. 1, М., Химия, 1968.
12. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. Л. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. М., Химия, 1981. 560 с.
13. Strand C. P., Olney R. B., Ackerman G. H., AIChE J., 8, 1962 г., с. 252—264.

АДСОРБЦИОННАЯ УСТАНОВКА

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

x — концентрация извлекаемого компонента (адсорбтива) в твердой фазе;
 y — концентрация адсорбтива в газовой (жидкой) фазе;
 G — расход паровоздушной смеси;
 L — расход адсорбента;
 $d_{ч}$ — диаметр частиц адсорбента;
 $\rho_{т}$ — кажущаяся плотность адсорбента;
 $\rho_{н}$ — насыпная плотность адсорбента;
 ε — порозность слоя адсорбента;
 Re — критерий Рейнольдса;
 Ar — критерий Архимеда;
 Nu' — диффузионный критерий Нуссельта;
 Pr' — диффузионный критерий Прандтля;
 w — скорость газового потока;
 K_v — объемный коэффициент массопередачи;
 β_{gv} — объемный коэффициент массотдачи в газовой (жидкой) фазе;
 β_{sv} — объемный коэффициент массотдачи в твердой фазе;
 β — коэффициент аффинности;
 T — абсолютная температура;
 τ — время.

ВВЕДЕНИЕ

Начало изучения и количественного описания адсорбции связано с препаративной химией и противогазовой техникой. Специфика процесса адсорбции обусловлена в основном тем, что адсорбенты обладают сильно развитой внутренней поверхностью пор (для некоторых адсорбентов она достигает $1700 \text{ м}^2/\text{г}$).

Если при разработке массообменной аппаратуры для систем газ—жидкость, жидкость—жидкость и систем с твердой фазой, не имеющей внутренней пористости, основной задачей является обеспечение максимальной поверхности контакта фаз, то при создании адсорбционных аппаратов главной задачей часто является обеспечение доступности этой поверхности.

Литература по адсорбции изобилует расчетными уравнениями, часто друг с другом не согласующимися. Это связано с трудностями расчета нестационарного процесса адсорбции, сложностью его математического описания, приводящими к тому, что формулы, используемые для инженерного расчета, не всегда в полной мере соответствуют физическому смыслу описываемого явления. В данной главе по возможности использованы уравнения, удовлетворительно зарекомендовавшие себя в расчетной практике.

Равновесное распределение концентраций извлекаемого компонента в газовой (жидкой) и твердой фазах при определенной температуре описывается изотермой адсорбции:

$$x^* = f(y) \quad (\text{IX.1})$$

Здесь x^* — концентрация извлекаемого компонента (адсорбтива) в твердой фазе, равновесная при данной температуре с концентрацией адсорбтива в газовой (жидкой) фазах.

Концентрацию x^* в литературе по адсорбции называют также статической активностью адсорбента.

Некоторые данные по равновесию в системах адсорбент—адсорбтив приведены в табл. IX.1.

Специфической характеристикой, используемой при расчете процессов адсорбции, является динамическая активность адсорбента. Это средняя концентрация адсорбтива в слое адсорбента, полученная к моменту «проскока», т. е. к началу появления адсорбтива на выходе из слоя адсорбента [2].

Существуют уравнения для расчета динамической активности [3], однако перед проектированием эту величину стараются получить экспериментально, так как она определяет практически весь дальнейший расчет установки, и расходы, связанные с ее определением, несоизмеримы с затратами на исправление возможных ошибок расчета.

Процесс адсорбции обычно проводят в аппаратах с неподвижным, плотным движущимся и псевдооживленным слоем адсорбента. Адсорбцию из жидкой фазы часто проводят в аппаратах с мешалками. В настоящей главе приведены примеры расчета адсорберов с псевдооживленным, неподвижным и движущимся слоем адсорбента. Поскольку повторение одинаковых разделов расчета нецелесообразно, определение различных величин приведено в разных примерах. Так, метод построения изотермы адсорбции при отсутствии экспериментальных данных приведен

Таблица IX.1. Рабочие данные по адсорбции паров бензола из их смеси с воздухом на активностях углей различных марок

Адсорбент (марка угля)	Концентрация бензола в газовой фазе y , 10^3 кг/м^3	Концентрация бензола в твердой фазе x , кг/м^3	Адсорбент (марка угля)	Концентрация бензола в газовой фазе y , 10^3 кг/м^3	Концентрация бензола в твердой фазе x , кг/м^3
AP-A	0,854	109,0	СКТ	0,085	60,0
	2,560	134,2		0,213	125,6
	5,125	139,8		0,850	174,0
	9,390	143,0		4,270	178,0
	17,060	147,3		12,805	185,1
	25,610	151,2		17,060	188,0
	0,035	75,0		24,400	193,4
	0,427	120,0		25,610	198,0
	2,134	157,5		0,000	150,0
	4,691	170,5		1,000	220,0
AG-3	8,540	180,0	2,000	263,0	
	17,060	197,5	4,000	276,0	
	25,610	215,0	5,000	280,0	
			6,000	284,0	
			8,000	285,0	
			10,000	290,0	
			16,000	296,0	
			25,000	300,0	
			30,000	300,0	
			СКТ-6А		

в расчете адсорбера с неподвижным слоем адсорбента, определение среднего диаметра частиц для полидисперсных систем показано в расчете адсорбера с движущимся слоем адсорбента. Таким образом, для расчета адсорбера любой конструкции могут понадобиться методики, приведенные во всех трех примерах.

1. РАСЧЕТ АДСОРБЦИОННОЙ УСТАНОВКИ С ПСЕВДООЖИВЛЕННЫМ СЛОЕМ АДСОРБЕНТА

Схема адсорбционной установки непрерывного действия с псевдооживленным слоем адсорбента приведена на рис. IX.1.

Исходная смесь подается в адсорбер 9 газодувками 1, одна из которых — резервная, чтобы при отключении адсорбера не прекращалось удаление вредных паров из помещения.

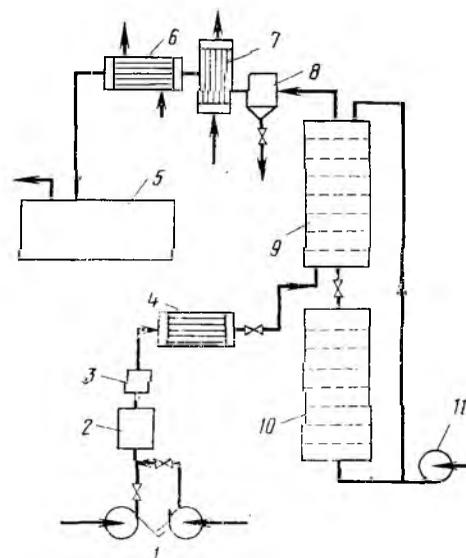


Рис. IX.1. Схема адсорбционной установки непрерывного действия с псевдооживленным слоем адсорбента:

1, 11 — газодувки; 2 — фильтры; 3 — огнепреградитель; 4 — холодильник исходной смеси; 5 — сборник; 6 — холодильник; 7 — конденсатор; 8 — разделитель; 9 — адсорбер; 10 — десорбер.

Таблица IX.2. Некоторые характеристики активных углей (ТУ 6-16-1855—74, ГОСТ 20464—75, ТУ 6-16-1888—74 и ТУ 6-16-1917—74 [9, 10])

Марки угля	Насыпная плотность ρ_n , кг/м ³	Фракционный состав		Области применения	Прочность	Структурная константа, $V \cdot 10^6$, г·град ²	Оптовая цена*, руб/т
		фракция, мм	%				
БАУ	240	5,0—3,6 3,6—1,0 1,0	2,5 95,5 2,0	Адсорбция из растворов	—	0,55	800
ДАК	Не нормируется	5,0—3,6 3,6—1,0 1,0	2,5 95,5 2,0	Извлечение масла из парового конденсата, извлечение различных веществ из растворов	—	—	—
АР-А	550	5,0 5,0—2,8 2,8—1,0	1,0 83,0 15,0	Улавливание паров растворителей при темп. кип. выше 100 °С (толуол, ксилол, амилацетат и др.)	65	0,74	510
АР-Б	580	5,0 5,0—2,8 2,8—1,0 1,0	1,0 83,0 15,0 1,0	Рекуперационный уголь, применяется для улавливания паров растворителей с температурой кипения 60—100 °С (бензол, дихлорэтан, бензин и др.)	70	—	—
АР-В	600	5,0 5,0—2,8 2,8—1,0 1,0	1,0 83,0 15,0 1,0	Для улавливания паров с температурой кипения ниже 60 °С (метанол, хлористый метилен, ацетон и др.)	75	—	—
АГ-3	400—500	3,6 3,6—2,8 2,8—1,5 1,5—1,0	0,4 3,0 86,0 10,0	Адсорбция из газообразных и жидких сред	75	—	—
КАД-иодный	450	5,0 5,0—2,0 2,0—1,0	5,0 70,0 25,0	Извлечение иода из буровых вод и извлечение различных веществ из растворов и газозоодушных (паровоздушных) смесей	60	—	420
СКТ-1	470	0,5 0,5—1,0 1,0—1,5 2,0—2,7	0,5 10,0 Не нормируется 25,0 5,0	Разделение углеводородных газов и для тонкой очистки воздуха и газов	70	0,71	1550 (А), 1530 (Б)
СКТ-2	460	1,0 1,0—1,5 1,5—2,0 2,0—2,7 2,7—3,5	0,6 6,0 40,0 Не нормируется 2,0	Очистка воздуха от сероуглерода и в других процессах тонкой очистки воздуха и газов	70	0,65	990 (А) 940 (Б)
СКТ-3	380	2,7—3,5 2,0—2,7 1,5—2,0 1,0—1,5 1,0	25,0 Не нормируется 13,0 6,0 0,6	Рекуперация паров органических растворителей и улавливание углеводородных газов	—	0,73	—
СКТ-4	430	1,0 1,0—1,5 1,5—2,0 2,0—2,7 2,7—3,5	0,6 10,0 40,0 Не нормируется 5,0	Очистка воздуха и газов от примесей и улавливание паров органических растворителей, осветление и очистка воды и растворов	50	0,76	1100 (А) 1050 (Б)
СКТ-6	470	0,5 0,5—1,0 1,0—1,5 1,5—2,0 2,0—2,7	0,5 15,0 Не нормируется 25,0 2,0	Марки А характеризуются развитой пористой структурой и высокими суммарной пористостью и динамической активностью. Используются для извлечения паров органических веществ. Марки Б характеризуются высокой активностью по веществам с малым размером молекул (оксиды азота, криптон, ксенон). Предназначаются для адсорбции радиоактивных газов	65	1,05	1310 (А) 1250 (Б)

* По преysкуранту № 05—01 оптовых цен на химическую продукцию (часть 1), введенному в действие с 1 января 1970 г. Приводится для сравнительной характеристики с целью обоснования выбора активных углей.

Взрывоопасность угольной пыли (при использовании в качестве адсорбента активных углей) и паров летучих растворителей требуют использования специальных устройств, предотвращающих возможность возникновения взрывов и пожаров.

С этой целью перед подачей в адсорбер смесь проходит через фильтры 2 (обычно рукавные) и огнеприградитель 3 с предохранительными мембранами, которые выбиваются при возгорании смеси. Затем исходная смесь подается в холодильник 4, который обязательно включается в схему, так как в зависимости от условий (например, летом), температура исходной смеси может превышать величину, допустимую требованиями противопожарной безопасности. Отработанный адсорбент поступает в десорбер 10.

Процесс десорбции проводится в основном двумя методами. Первый заключается в продувании через слой адсорбента десорбирующего газа или пара, не содержащего абсорбтива. При этом температура десорбирующего агента практически не отличается от температуры адсорбента. Вторым методом основан на ускорении процесса десорбции с повышением температуры и заключается в продувании через слой адсорбента насыщенного или перегретого водяного пара или другого нагретого десорбирующего агента. В данной схеме предусмотрена регенерация адсорбента десорбцией перегретым паром.

Смесь извлекаемого компонента с водяным паром из адсорбера направляется через разделитель 8, где пар отделяется от смеси жидкого рекуперата (извлекаемого компонента) с водой (которая может образоваться при конденсации в трубопроводе вследствие потерь тепла в окружающую среду), в конденсатор 7 затем в холодильник 6 и сборник 5. Из сборника смесь поступает на разделение путем отстаивания или ректификацией, в зависимости от растворимости рекуперата в воде.

Из десорбера 10 адсорбент пневмотранспортом возвращается в адсорбер 9. Воздух, используемый для пневмотранспорта и подаваемый газодувкой 11, подсушивает и охлаждает адсорбент.

Во всех случаях применения в качестве адсорбента активного угля к адсорберу подключают линию противопожарного водопровода.

Задание на проектирование. Спроектировать адсорбционную установку с псевдоожиженным слоем адсорбента для улавливания из воздуха паров бензола активным углем.

Определить диаметр и высоту многоступенчатого адсорбера, число тарелок и расход адсорбента при следующих условиях:

расход паровоздушной смеси при рабочих условиях $G = 2000 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,555 \text{ м}^3/\text{с}$

температура паровоздушной смеси $20 \text{ }^\circ\text{C}$;

атмосферное давление $735 \text{ мм рт. ст.} = 9,81 \times 10^4 \text{ Па}$;

начальная концентрация бензола в воздухе $y_n = 25 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$;

концентрация бензола в воздухе на выходе из аппарата (конечная) $y_k = 1 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$.

В качестве адсорбента выбираем (табл. IX.2—IX.5) активный уголь марки СКТ-6А, соответствующий заданным условиям по прочности, гранулометрическому составу и пористой структуре.

Принимаем следующие характеристики адсорбента: средний диаметр частиц $d_a = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

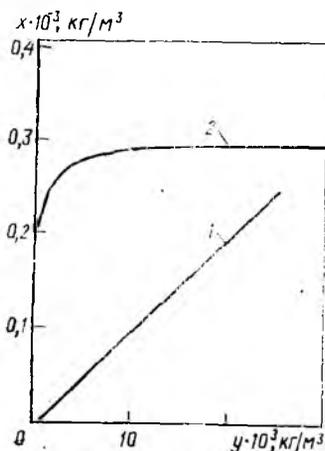


Рис. IX.2. Рабочая (1) и равновесная (2) линии процесса адсорбции бензола из воздуха на активном угле СКТ-6А.

Таблица IX.3. Некоторые характеристики промышленных силикагелей [9, с. 222]

Марка	Средний диаметр пор, А	Удельный объем пор, см³/г	Удельная пористость (по ВЭТ), м²/г	Насыпная плотность, г/см³	Размер зерна, мм
КСМ кусковой гра-нулированный	20	0,35	700	≥0,67	2,7—7
КСМ № 5	32	0,58	715	0,66	—
КСМ № 6п	22	0,30	527	0,87	—
КСМ № 6с	23	0,36	624	0,87	—
ШСМ кусковой, гра-нулированный	10	0,25	900	≥0,67	1,5—3,5
КСК кусковой, гра-нулированный	120	1,08	350	0,4—0,5	—
ШСК кусковой, гра-нулированный	120	0,90	300	0,4—0,5	—
МСК кусковой	150	0,80	210	0,4—0,5	—

Таблица IX.4. Некоторые характеристики промышленных ионитов [9, с. 7]

Марка	Полная обменная емкость		Удельный объем, см³/г	Насыпная плотность, г/см³	Размер зерна, мм
	мэкв/г	мэкв/см³			
КУ-2	4,7—5,1	1,3—1,8	2,5—3,6	0,70—0,90	0,3—1,5
КУ-1	4,0	1,4	2,6—3,0	0,60—0,75	0,3—2,0
АВ-17-8	3,8—4,5	—	≤3,0	0,66—0,74	0,4—1,2
ЭДЭ-10П	9,0—10,0	—	2,8—4,5	0,60—0,72	0,4—1,8
АН-1	4,0—4,5	1,9	2,2—2,3	0,70—0,90	0,3—2,0

Таблица IX.5. Некоторые характеристики промышленных цеолитов [9, с. 278]

Марка	Ионная форма	Эффективный диаметр пор, нм	Насыпная плотность, г/см³	Размер зерна, мм
КА	К	3	≥0,62	0,10—0,32 0,10—0,60
NaA	Na	4	≥0,65	0,10—0,60
CaA	Ca	5	≥0,65	0,10—0,60
CaX	Ca	8	≥0,60	0,10—0,60
NaX	Na	9—10	≥0,60	0,10—0,60

кажущаяся плотность $\rho_T = 670 \text{ кг/м}^3$; насыпная плотность адсорбента $\rho_n = 470 \text{ кг/м}^3$.

Изотерму адсорбции паров бензола из воздуха на активном угле марки СКТ-6А (рис. IX.2) строим по данным табл. IX.1.

При отсутствии равновесных данных изотерму адсорбции строят по коэффициентам аффинности β характеристических кривых различных веществ для активных углей. Метод построения описан в литературе [6] и в данной главе, в примере расчета адсорбционной установки с неподвижным слоем адсорбента.

Ниже приведены значения коэффициентов аффинности β характеристических кривых различных веществ для активных углей по данным [3, 6]:

Вещество	β	Вещество	β
Метиловый спирт	0,40	Бензол	1,00
Бромистый метил	0,57	Циклогексан	1,03
Этиловый спирт	0,61	Тетрахлорид углерода	1,05
Муравьиная кислота	0,61		

Сероуглерод	0,70	Этиловый эфир	1,09
Хлористый этил	0,76	n-Пентан	1,12
Пропан	0,78	Толуол	1,25
Хлороформ	0,86	Хлорпикрин	1,28
Ацетон	0,88	n-Гексан	1,35
n-Бутан	0,90	Бутилацетат	1,48
Уксусная кислота	0,97	l-Гептан	1,59

По литературным данным [15], в многоступенчатых противоточных адсорберах с псевдооживленным слоем поглотителя при устойчивых режимах псевдооживления порозность слоя ϵ_{nc} находится в пределах $\epsilon_{nc} = 0,5 \div 0,65 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Принимаем порозность слоя $\epsilon_{nc} = 0,55 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Порозность ϵ может быть рассчитана, как показано в гл. I.

Согласно экспериментальным и теоретическим исследованиям [12], значение оптимальной высоты неподвижного слоя на тарелке находится в интервале 0,03—0,05 м, в зависимости от марки и гранулометрического состава адсорбента. Для хорошо сорбирующихся газов слой такой высоты обеспечивает практически полное извлечение адсорбтива. При других значениях высоты слоя псевдооживление на тарелке может быть неравномерным, возможны проскоки адсорбтива, в результате чего увеличение количества адсорбента на одной тарелке не приводит к желаемой полноте извлечения. По рекомендациям [12] принимаем высоту неподвижного слоя на тарелке $H = 0,05 \text{ м}$.

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ГАЗОВОГО ПОТОКА

Скорость газового потока можно определить из соотношения

$$Re = \omega d_0 / \nu \quad (IX.2)$$

Для режима устойчивого псевдооживления зерен адсорбента [14]

$$Re = \frac{Ag \epsilon_{nc}^{4,75}}{18 + 0,6 \sqrt{Ag \epsilon_{nc}^{4,75}}} \quad (IX.3)$$

где

$$Ag = \frac{d_0^3 (\rho_r - \rho_g) g \rho_g}{\mu^2} \quad (IX.4)$$

Подставив, получим:

$$Ag = \frac{(1 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 670 \cdot 9,81}{(1,5 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 1,2} = 24 \cdot 343$$

$$Re = \frac{24 \cdot 343 \cdot 0,55^{4,75}}{18 + 0,6 \sqrt{24 \cdot 343 \cdot 0,55^{4,75}}} = 34,82$$

Тогда скорость газового потока

$$\omega = \frac{Re \nu}{d_0} = \frac{34,82 \cdot 1,5 \cdot 10^{-5}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,52 \text{ м/с}$$

Диаметр аппарата найдем из уравнения расхода:

$$D_a = \sqrt{\frac{4G}{\pi \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,555}{3,14 \cdot 0,52}} = 1,17 \text{ м}$$

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА АДсорбЕНТА

Необходимый расход адсорбента определяют, приняв [15], что на выходе из аппарата адсорбент насыщен полностью, т. е. $x = x^*(y_H)$.

По изотерме адсорбции (табл. IX.1) находим:

$$x^* (25 \cdot 10^{-3}) = 300 \text{ кг/м}^3$$

Тогда по уравнению материального баланса расход поглотителя

$$L' = \frac{G (y_H - y_K)}{x^* (y_H) - x_0} = \frac{0,555 (25 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})}{300 - 0} = 4,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$$

Принимая количество адсорбента с учетом истирания и уноса на 30 % большее, получим расход твердой фазы

$$L = 1,3 L' = 1,3 \cdot 4,4 \cdot 10^{-5} = 5,72 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$$

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНОГО КОЭФФИЦИЕНТА МАССОПЕРЕДАЧИ

Объем собственно адсорбента в аппарате находят по основному уравнению массопередачи

$$V = \frac{G}{K_{yv}} \int_{y_H}^{y_H} \frac{dy}{y - y^*}$$

где K_{yv} — объемный коэффициент массопередачи, отнесенный к объему зерен адсорбента, с^{-1} .

Коэффициент K_{yv} меняется от тарелки к тарелке, причем скорость процесса может лимитироваться как внешне-, так и внутридиффузионной кинетикой. По мере перетекания адсорбента на нижележащие тарелки доля внутридиффузионного сопротивления возрастает.

Экспериментально показано [12], что величина β_0 , называемая средним эффективным коэффициентом массообмена, близка к объемному коэффициенту внутренней массоотдачи, практически не зависящему от скорости газового потока. На этом основании принимаем: $\beta_0 \approx K_{yv}$.

Для определения коэффициента массоотдачи β_0 в псевдооживленном слое адсорбента рекомендуется уравнение [12, 15]:

$$Nu' = 1,55 \cdot 10^2 K_L^{0,75} \left(\frac{y_{нас}}{y_H} \right)^{0,35} \beta (BT^2)^{-1,3} \left(\frac{H}{d_0} \right)^{-1,25} \quad (IX.5)$$

или

$$\beta_0 = 1,55 \cdot 10^2 \frac{L_{уд}^{0,75} D_y^{0,25} y_{нас}^{0,35} \beta}{(BT^2)^{1,3} H^{1,25} y_H^{0,35}} \quad (IX.5a)$$

где $Nu' = \frac{\beta_0 d_0^2}{D_y}$ — критерий Нуссельта;

D_y — коэффициент диффузии адсорбтива в воздухе, $\text{м}^2/\text{с}$;

$K_L = \frac{L_{уд} d_0}{D_y}$ — безразмерный комплекс;

$L_{уд}$ — удельный расход адсорбента, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

$y_{нас}$ — концентрация насыщенного пара адсорбируемого вещества, кг/м^3 ;

β — коэффициент аффинности (см. с. 149);

B — структурная константа адсорбента (см. табл. IX.2), $1/(\text{г} \cdot \text{рад}^2)$;

H — высота неподвижного слоя адсорбента на тарелке, м;

T — абсолютная температура, К.

Подставив, получим

$$\beta_0 = K_{yv} = 1,55 \cdot 10^2 \left(\frac{5,72 \cdot 10^{-5}}{0,785 \cdot 1,2^2} \right)^{0,75} \times \frac{(0,096 \cdot 10^{-1})^{0,25} 0,320^{0,35} \cdot 1}{(1,05 \cdot 10^{-6})^{1,3} 293} = 12,4 \text{ с}^{-1}$$

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО ЧИСЛА ЕДИНИЦ ПЕРЕНОСА

Для построения рабочей линии процесса из уравнения материального баланса находим концентрацию адсорбтива в адсорбенте на выходе из адсорбера:

$$x_k = \frac{G}{L} (y_n - y_k) + x_n = \frac{0,555}{5,72 \cdot 10^{-5}} (15 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3}) + 0 = \frac{0,555}{5,72 \cdot 10^{-5}} 24 \cdot 10^{-3} = 233 \text{ кг/м}^3$$

Строим рабочую и равновесную линии процесса на диаграмме $x-y$ (см. рис. IX.2). С помощью диаграммы определяем вспомогательные величины, необходимые для графического интегрирования:

y	y^*	$y - y^*$	$1/(y - y^*)$	y	y^*	$y - y^*$	$1/(y - y^*)$
0,025	0,0010	0,0240	41,67	0,018	0,0004	0,0176	56,82
0,024	0,0009	0,0231	43,29	0,017	0,0003	0,0167	59,88
0,023	0,0008	0,0222	45,04	0,016	0,0002	0,0158	63,29
0,022	0,0007	0,0313	46,95	0,015	0,0001	0,0149	67,11
0,021	0,0006	0,0204	49,02	0,010	0,0000	0,0100	100,00
0,020	0,0006	0,0194	51,55	0,004	0,0000	0,004	250
0,019	0,0005	0,0185	54,05	0,001	0,0000	0,0010	1000,00

Методом графического интегрирования (рис. IX.3) находим число единиц переноса:

$$n_{oy} = \int_{0,001}^{0,025} \frac{dy}{y - y^*} = 4,5$$

Определяем объем, занимаемый собственно адсорбентом:

$$V_a = \frac{G}{\beta_0} n_{oy} = \frac{0,555 \cdot 4,5}{12,4} = 0,20 \text{ м}^3$$

Объем слоя адсорбента

$$V_{сл} = V_a \frac{\rho_T}{\rho_H} = 0,20 \cdot \frac{670}{470} = 0,28 \text{ м}^3$$

Число тарелок в адсорбере

$$n = \frac{V_{сл}^4}{H \pi D_0^2} = \frac{0,28 \cdot 4}{0,05 \cdot 3,14 \cdot 1^2} = 4,95$$

Принимаем $n = 5$.

Расстояние между тарелками H_0 с учетом конструкции переточного устройства, неравномерности псевдооживления и возможных колебаний скорости газового потока принимают равным (3—5) $H_{пс}$.

Высота неподвижного слоя H на тарелке и высота псевдооживленного слоя $H_{пс}$ связаны соотношением [13]:

$$(1 - \varepsilon) H = (1 - \varepsilon_{пс}) H_{пс} \quad (\text{IX. 6})$$

где ε — порозность неподвижного слоя адсорбента на тарелке.

В данном случае

$$\varepsilon = 1 - \rho_H / \rho_T = 1 - 470 / 670 = 0,3$$

и высота псевдооживленного слоя адсорбента на тарелке равна

$$H_{пс} = \frac{H(1 - \varepsilon)}{1 - \varepsilon_{пс}} = \frac{0,05(1 - 0,3)}{1 - 0,55} = 0,078 \approx 0,08 \text{ м}$$

С запасом принимаем расстояние между тарелками 0,4 м. Высота тарельчатой части аппарата

$$H_T = H_0(n - 1) = 0,4(5 - 1) = 1,6 \text{ м}$$

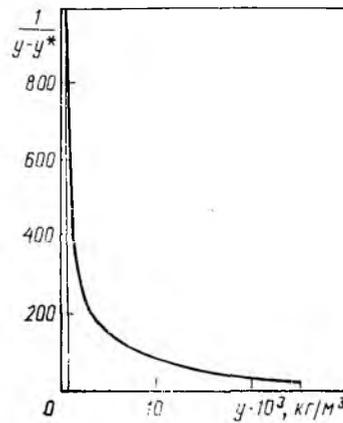


Рис. IX.3. Определение числа единиц переноса.

Расстояния от крышек аппарата до верхней и нижней тарелок определяются конструкциями распределительных и питательных устройств [12]. Приняв эти расстояния равными $2H_0$, получим общую высоту аппарата:

$$H_{ап} = H_T + 2 \cdot 2H_0 = 1,6 + 4 \cdot 0,4 = 3,2 \text{ м}$$

Подбор и расчет вспомогательного оборудования (газодувок, фильтров, холодильников) изложен в других главах. Расчет гидравлического сопротивления зернистых слоев приведен в гл. I.

Некоторые данные, характеризующие остальные стадии процесса (десорбция, сушка, охлаждение адсорбента) приведены в работах [3, 5, 6].

2. РАСЧЕТ АДсорбЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ С НЕПОДВИЖНЫМ СЛОЕМ АДсорбЕНТА

В схеме, приведенной на рис. IX.4, адсорбер может работать по трем технологическим циклам: четырехфазному, трехфазному и двухфазному. При четырехфазном цикле последовательно проводятся адсорбция, десорбция, сушка и охлаждение адсорбента. Три последние стадии представляют собой процесс регенерации адсорбента, т. е. восстановления его способности поглощать целевые компоненты из исходной смеси.

В трехфазном цикле адсорбент после регенерации охлаждается исходной смесью в начале фазы адсорбции. При двухфазном цикле часть исходной смеси подается в адсорбере сначала с подогревом, а потом без него, или же в течение всей стадии

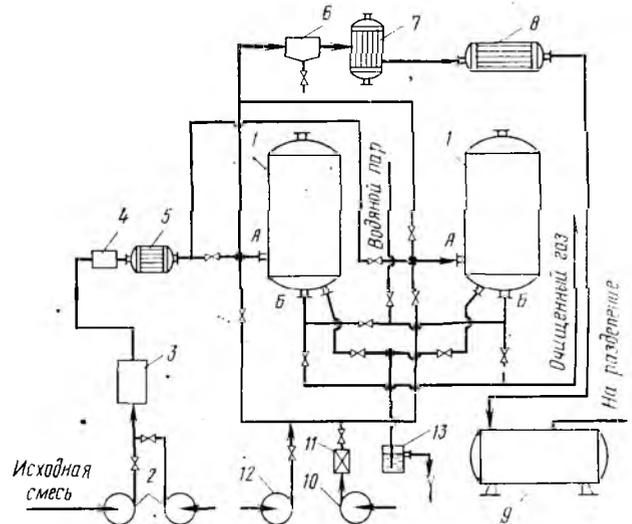


Рис. IX.4. Схема адсорбционной установки периодического действия с неподвижным слоем адсорбента:

1 — адсорбер; 2, 10, 12 — вентиляторы; 3 — фильтры; 4 — огнепреградитель; 5, 8 — холодильники; 7 — конденсатор; 9 — сборник; 11 — гидрозатвор; 13 — гидрозатвор.

адсорбции смесь подается при одной температуре. Этим достигается совмещение сушки и охлаждения со стадией адсорбции.

Непрерывность процесса по газовой фазе обеспечивается соединением нескольких одинаковых адсорберов в батарею.

Несомненным достоинством таких установок является их простота и надежность, что при современных возможностях автоматизации компенсирует недостатки, связанные с периодичностью действия отдельных аппаратов.

Для обеспечения непрерывной работы установки необходимо иметь в схеме не менее двух адсорберов. Обычно, учитывая разное время протекания стадий, в одной установке монтируют от трех до шести адсорберов.

Приведенная на рис. IX.4 схема адсорбционной установки рекуперации летучих растворителей работает по четырехфазному циклу, причем принципиально она практически не отличается от схемы на рис. IX.1.

Исходная смесь подается в адсорбер 1 вентиляторами 2 через рукавные фильтры 3, огнепреградитель 4 с разрывными мембранами и холодильник 5. Число адсорберов определяется в соответствии с графиком работы установки, составленным в зависимости от производительности одного аппарата и продолжительности отдельных фаз цикла.

Очищенный в результате адсорбции газ удаляется из адсорбера. По окончании фазы адсорбции линия подачи исходной смеси (вентилятор, фильтр, огнепреградитель, холодильник) переключаются на следующий адсорбер, в котором уже прошли стадии регенерации адсорбента (десорбция, сушка, охлаждение), а в первом аппарате начинается десорбция.

Острый пар давлением 0,3—0,5 МПа подается на десорбцию в адсорбер 1 (давление в адсорбере до 0,05 МПа) через штуцер Б. Смесь извлекаемого компонента с так называемым динамическим паром (пар, который не конденсируется в слое адсорбента) выходит из адсорбера через штуцер А и поступает через разделитель 6 в конденсатор 7, холодильник 8 и сборник 9. Из сборника 9 смесь идет на разделение (отстаивание, ректификация и т. д.).

Образовавшийся в адсорбере конденсат греющего пара (часть пара, идущего на нагрев системы до температуры процесса, на десорбцию извлекаемого компонента, на компенсацию отрицательной теплоты смачивания адсорбента водой и на компенсацию потерь тепла) удаляется через гидрозатвор 13.

Воздух для сушки вентилятором 10 нагревается в калорифере 11 до 80—100 °С, подается в адсорбер через штуцер А и удаляется из адсорбера через штуцер Б. Вентилятор 12 через штуцер А подает на охлаждение адсорбента атмосферный воздух, который удаляется из адсорбера через штуцер Б (при наличии в схеме только двух адсорберов для этой цели может быть использован вентилятор 10). На этом цикл заканчивается, и адсорбер переключается на стадию адсорбции.

Продолжительность фаз процесса принято изображать в виде графиков или таблиц, называемых циклограммами. Ниже приводится циклограмма работы рекуперационной установки [1], состоящей из двух адсорберов и работающей по четырехфазному циклу (а — адсорбция, д — десорбция, с — сушка, о — охлаждение):

Время, ч	1	2	3	4	5	6	7
Адсорбер № 1	а	а	а	а	д	с	о
Адсорбер № 2	д	с	о	—	а	а	а

Время, ч	8	9	10	11	12	13	14	15
Адсорбер № 1	—	а	а	а	а	д	с	о
Адсорбер № 2	а	д	с	о	—	а	а	а

Выбор цикла (четырёх-, трех- или двухфазный) определяется технико-экономическим расчетом [3, 6], проводимым в каждом конкретном случае в зависимости от назначения процесса (рекуперация, обезвреживание отходов производства, создание безопасных условий труда и т. п.).

Минимальные значения концентраций растворителей в паровоздушной смеси, при которых еще обеспечивается окупаемость рекуперационных установок, приведены ниже [1]:

Растворитель	y_H , 10 ³ , кг/м ³	Растворитель	y_H , 10 ³ , кг/м ³
Бутилацетат	1,5	Ксилол	2,1
Трихлорэтилен	1,8	Метилацетат	2,1
Этанол	1,8	Этилацетат	2,1
Бензин	2,0	Ацетон	3,0
Бензол	2,0	Тетрахлорид углерода	4,5
Метилхлорид	2,0	Сероуглерод	6,0
Толуол	2,0		

Задание на проектирование. Рассчитать адсорбционную установку периодического действия для

улавливания паров бутилацетата из воздуха активным углем, работающую по четырехфазному циклу, при следующих условиях:

расход паровоздушной смеси 30 000 м³/ч = 8,33 м³/с;

температура паровоздушной смеси 20 °С;
атмосферное давление 735 мм рт. ст. = 9,81 × 10⁴ Па;

начальная концентрация бутилацетата в воздухе $y_H = 0,0082$ кг/м³;

допустимая концентрация бутилацетата за слоем адсорбента (концентрация проскока) $y_H = 0,00040$ кг/м³; (как правило, это минимально определяемая аналитическими методами концентрация адсорбтива);

тип аппарата — кольцевой адсорбер ВТР (см. рис. X.15);

принять, что сопротивление массопередаче сосредоточено в газовой фазе.

В качестве адсорбента выбираем активный уголь марки AP-A по справочнику [9] или по табл. IX.2. В данном случае уголь AP-A выбран в соответствии со свойствами, пористой структурой и назначением (для рекуперации). Этот уголь обладает низкой удерживающей способностью, т. е. легко регенерируется.

При проектировании аппарата периодического действия задаются одной из двух взаимосвязанных величин — высотой слоя (для кольцевого адсорбера — толщиной слоя) или продолжительностью фазы адсорбции.

В кольцевом адсорбере толщина слоя адсорбента определяется размерами концентрических решеток, заключающих угольную шихту. Принимаем следующие размеры концентрических решеток: $D_{нар} = 3$ м; $D_{вн} = 1,6$ м. Высота решеток $H = 5$ м. Тогда высота (толщина) слоя адсорбента $H_{сл} = (3,0 - 1,6)/2 = 0,7$ м.

По данным [3, 5, 6, 12] эта высота значительно превышает высоту работающего слоя (зоны массопередачи), что исключает возможность проскока адсорбтива. Высота слоя, большая высоты зоны массопередачи, определяет только его гидравлическое сопротивление и необходимую продолжительность стадии адсорбции.

Высота решеток, обеспечивающая сечение, через которое проходит исходная смесь, определяется производительностью аппарата и скоростью газового потока.

2.1. ПОСТРОЕНИЕ ИЗОТЕРМЫ АДОРБЦИИ

Как уже отмечалось ранее, в том случае, когда справочные данные по равновесию отсутствуют, изотерму адсорбции строят по коэффициентам аффинности характеристических кривых различных веществ для активных углей. Коэффициенты аффинности для некоторых адсорбтивов приведены в разделе 1.

Пользуясь равновесными значениями x_1 и y_1 по адсорбции бензола (стандартное вещество) на активном угле AP-A (табл. IX.1), рассчитывают соответствующие значения x_2 и y_2 для бутилацетата по следующим уравнениям [3, 6]:

$$x_2 = x_1 \frac{1}{\beta} \quad (IX.7)$$

$$\lg y_2 = \lg y_{H2} - \beta \frac{T_1}{T_2} \lg \frac{y_{H1}}{y_1} \quad (IX.8)$$

где $y_{н1}$ и $y_{н2}$ — концентрации поглощаемого компонента в газовой фазе, соответствующие условиям насыщения, кг/м³; T_1 и T_2 — температура, К.

Определим значения y_2 и x_2 для бутилацетата по точке на изотерме адсорбции бензола с координатами $y_1 = 0,00854$ кг/м³ и $x_1 = 109,0$ кг/м³.

По данным [3, с. 201—227] давление насыщенных паров бензола $p_{н1} = 75$ мм рт. ст. = 9997,5 Па, а бутилацетата $p_{н2} = 18$ мм рт. ст. = 2399,4 Па. По уравнению газового состояния $y = p/RT$ определяем объемные концентрации:

$$y_{н1} = \frac{75 \cdot 13\,600 \cdot 9,81}{8310 \cdot 293} = 0,0041 \text{ кг/м}^3$$

$$y_{н2} = \frac{18 \cdot 13\,600 \cdot 9,81}{8310 \cdot 293} = 0,00099 \text{ кг/м}^3$$

$$\lg y_2 = \lg 0,00099 - 1,48 \lg \frac{0,0041}{0,00854};$$

$$y_2 = 0,00069 \text{ кг/м}^3, \quad x_2 = 109 (1/1,48) = 73,7 \text{ кг/м}^3$$

Результаты расчета равновесных данных для системы пары бутилацетата — активный уголь AP-A приведены ниже:

y бензола, кг/м ³	0,00854	0,02560	0,05125
x бензола, кг/м ³	109,0	134,2	139,8
y бутилацетата, кг/м ³	0,00069	0,00322	0,00863
x бутилацетата, кг/м ³	73,7	90,8	94,2
y бензола, кг/м ³	0,09390	0,17060	0,25610
x бензола, кг/м ³	143,0	147,3	151,2
y бутилацетата, кг/м ³	0,02125	0,04715	0,08394
x бутилацетата, кг/м ³	96,7	99,4	102,1

Как показано на рис. IX.5, изотерму адсорбции такого типа делят на три области, для каждой из которых расчетные уравнения для определения продолжительности адсорбции различны [6]:

По изотерме адсорбции определяют область концентраций (в данном случае область II) и равновесную концентрацию бутилацетата в твердой фазе: $x_n = 94$ кг/м³.

Объемный коэффициент массоотдачи в газовой фазе определяют по уравнению [2, с. 572]:

$$Nu' = 0,725 Re_s^{0,47} (Pr) ^{0,33} \quad (IX.9)$$

где $Nu' = \beta_y d_s^2 / D$ — диффузионный критерий Нуссельта;

d_s — эквивалентный диаметр гранул адсорбента, м;

D — коэффициент диффузии в газовой фазе, м²/с;

$Re = w d_s \rho_y / \mu_y$ — критерий Рейнольдса;

w — фиктивная скорость паро-воздушной смеси, м/с;

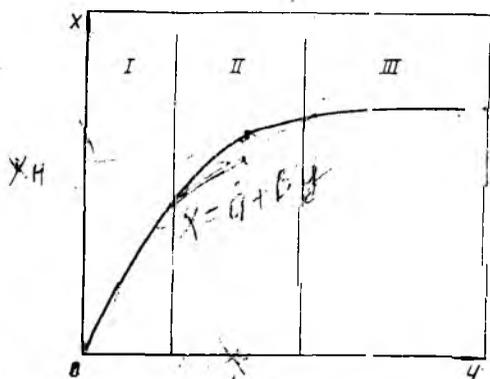


Рис. IX.5. Области изотермы адсорбции (к расчету продолжительности процесса).

ρ_y — плотность паровоздушной смеси, кг/м³;
 μ_y — вязкость газовой фазы, Па·с;
 $Pr = \mu_y / D \rho_y$ — диффузионный критерий Прандтля.

Приняв порозность слоя сорбента $\varepsilon = 0,375$ [13, с. 20], рассчитывают d_s для цилиндрических гранул диаметром d и длиной l по уравнению [6, с. 70]:

$$d_s = 0,6 \frac{dl}{d/2 + l} = 0,6 \frac{3 \cdot 4}{3/2 + 4} = 1,3 \text{ мм} = 0,0013 \text{ м}$$

Площадь поперечного сечения шихты, через которую проходит паровоздушная смесь, равна:

$$S_{ср} = \frac{S_{н1} + S_{н2}}{2} = \frac{\pi D_{н1} H + \pi D_{н2} H}{2} = \frac{\pi H}{2} (D_{н1} + D_{н2}) = \frac{3,14}{2} \cdot 5 (3 + 1,6) = 36,2 \text{ м}^2$$

Фиктивная скорость паровоздушной смеси в адсорбере:

$$w = \frac{V}{S_{ср} \cdot 3600} = \frac{30\,000}{3\,600 \cdot 36,2} = 0,23 \text{ м/с}$$

По данным [5] скорость потока больше 0,3 м/с нецелесообразна вследствие возрастания гидравлического сопротивления при $Re > 20-30$. При необходимости уменьшения скорости следует заложить в расчет большую высоту концентрических решеток.

Свойства паровоздушной смеси принимаем по воздуху при $t = 20$ °С: $\rho_y = 1,21$ кг/м³; $\mu_y = 0,018$ сП = $0,018 \cdot 10^{-3}$ Па·с. Тогда

$$Re = \frac{0,23 \cdot 0,0013}{0,018 \cdot 10^{-3}} = 20,1$$

Рассчитывают коэффициент диффузии в газовой фазе [3, с. 48]:

при $t = 0$ °С

$$D_0 = \frac{6,992}{(v^{1/3} + 3,104)^2} \sqrt{\frac{1}{M} + 0,034} = \frac{6,992}{(151^{1/3} + 3,104)^2} \sqrt{\frac{1}{116} + 0,034} = 0,0203 \text{ м}^2/\text{с} = 0,057 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

при $t = 20$ °С

$$D_{20} = D_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} = 0,057 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{293}{273}\right)^{3/2} = 0,0635 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Pr' = \frac{\mu_y}{D \rho_y} = \frac{0,018 \cdot 10^{-3}}{0,0635 \cdot 10^{-4} \cdot 1,21} = 2,34$$

$$Nu' = 0,725 \cdot 20,1^{0,47} \cdot 2,34^{0,33} = 0,725 \cdot 4,02 \cdot 1,325 = 3,86$$

$$\beta_{y0} = \frac{Nu' D}{d_s^2} = \frac{3,86 \cdot 0,0635 \cdot 10^{-4}}{0,013^2} = 14,5 \text{ с}^{-1}$$

В соответствии с заданием $K_{y0} \approx \beta_{y0} = 14,5 \text{ с}^{-1}$.

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ СТАДИИ АДОРБЦИИ

Продолжительность адсорбции рассчитывают по уравнению [6, с. 88]

$$\tau = \frac{x_n}{w y_n} \left\{ L - \frac{w}{K_{y0}} \left[\frac{1}{\rho} \ln \left(\frac{y_n}{y} - 1 \right) + \ln \frac{y_n}{y} - 1 \right] \right\} \quad (IX.11)$$

Подставив, получим:

$$\tau = \frac{94}{0,23 \cdot 0,0082} \left\{ 0,7 - \frac{0,23}{14,5} \left[\frac{1}{4} 2,3 \lg \left(\frac{0,0082}{0,0004} - 1 \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + 2,3 \lg \frac{0,0082}{0,0004} - 1 \right] \right\} = 32,5 \cdot 10^3 \text{ с} = 9,03 \text{ ч}$$

Продолжительность остальных фаз цикла (десорбции, сушки и охлаждения адсорбента) рассчитывают, как правило, на основании экспериментальных данных или по эмпирическим уравнениям (ввиду сложности математического описания соответствующих процессов, обусловленной главным образом внутренней пористостью адсорбента).

При необходимости оценить продолжительность фаз регенерации адсорбента можно обратиться к специальной литературе [3, 5, 6], где приведены данные для промышленных адсорбционных установок.

3. РАСЧЕТ АДсорбЦИОННОЙ УСТАНОВКИ С ДВИЖУЩИМСЯ СЛОЕМ АДсорбЕНТА

Задание на проектирование. Спроектировать непрерывнодействующую адсорбционную установку для извлечения бензола из воздуха в колонне с движущимся слоем активного угля.

Определить расход адсорбента, диаметр и высоту аппарата, при следующих условиях:

производительность установки по исходной смеси $V = 2000 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,555 \text{ м}^3/\text{с}$;

концентрация бензола в исходной паровоздушной смеси $y_n = 0,030 \text{ кг}/\text{м}^3$;

концентрация бензола на выходе из адсорбционной зоны $y_k = 0,001 \text{ кг}/\text{м}^3$;

содержание бензола в отработанном адсорбенте 95 %, в регенерированном — 5 % от равновесного с исходной смесью;

температура процесса 20 °С.

По табл. IX.2 выбираем для адсорбции активный уголь марки АГ-3 с насыпной плотностью $\rho_n = 500 \text{ кг}/\text{м}^3$. Равновесные данные по адсорбции бензола из воздуха на угле АГ-3 приведены в табл. IX.1.

Поскольку адсорбент состоит из частиц разного размера, определяем средний диаметр зерна по соотношению

$$d = \frac{l}{\sum_1^n (x_i/d_i)} \quad (\text{IX.12})$$

Средние диаметры частиц по фракциям равны:

$$d_1 = \frac{0,0036 + 0,0028}{2} = 0,0032 \text{ м}$$

$$d_2 = \frac{0,0028 + 0,0015}{2} = 0,00215 \text{ м}$$

$$d_3 = \frac{0,0015 + 0,0010}{2} = 0,00125 \text{ м}$$

Тогда

$$d = \frac{l}{\frac{0,03}{0,0032} + \frac{0,86}{0,00215} + \frac{0,10}{0,00125}} = 0,00205 \text{ м}$$

3.1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА АППАРАТА

Скорость газового потока должна быть меньше скорости начала псевдооживления, которая для слоя

сферических частиц может быть найдена из соотношения [2, с. 110]:

$$\text{Re}_{0 \text{ пс}} = \frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22\sqrt{\text{Ar}}} \quad (\text{IX.13})$$

где $\text{Re}_{0 \text{ пс}} = \omega_{\text{пс}} d \rho_y / \mu_y$ — критическое значение модифицированного критерия Рейнольдса; $\omega_{\text{пс}}$ — скорость начала псевдооживления, м/с; d — диаметр шара того же объема, что и частица,

м; $\text{Ar} = \frac{d^3 \rho_y^2 g}{\mu_y^2} \cdot \frac{\rho_T - \rho_y}{\rho_y}$ — критерий Архимеда.

Свойства паровоздушной смеси принимаем по воздуху при $t = 20 \text{ °С}$: $\rho_y = 1,21 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\mu_y = 0,018 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$. Плотность частиц $\rho_T = 1,6 \rho_n = 1,6 \cdot 500 = 800 \text{ кг}/\text{м}^3$. Находим значение критерия Архимеда:

$$\text{Ar} = \frac{0,00205^3 \cdot 1,21^2 \cdot 9,81}{(0,018 \cdot 10^{-3})^2} \cdot \frac{800 - 1,21}{1,21} = 250972$$

а затем критическое значение модифицированного критерия Рейнольдса:

$$\text{Re}_{0 \text{ пс}} = \frac{250972}{1400 + 5,22\sqrt{250972}} = 62,51$$

Зная $\text{Re}_{0 \text{ пс}}$, находим $\omega_{\text{пс}}$:

$$\omega_{\text{пс}} = \frac{\text{Re}_{0 \text{ пс}} \mu_y}{d \rho_y} = \frac{62,51 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}}{0,00205 \cdot 1,21} = 0,45 \text{ м}/\text{с}$$

Принимаем скорость газового потока ω равной 0,3 м/с и рассчитываем диаметр аппарата:

$$D_a = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,555}{3,14 \cdot 0,3}} = 1,53 \text{ м}$$

Принимаем диаметр аппарата $D_a = 1,6 \text{ м}$ и затем уточняем линейную скорость парогазовой смеси:

$$\omega = \frac{4V}{3600 \pi D_a^2} = \frac{2000 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,6^2} = 0,28 \text{ м}/\text{с}$$

Критическая скорость псевдооживления выше выбранной, что обеспечивает нормальные условия движения адсорбента через аппарат. В случае, если критическая скорость будет ниже выбранной, необходимо увеличить диаметр адсорбера.

3.2. РАСЧЕТ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АДсорбЕНТА

Определяем скорость перемещения адсорбента в колонне. Она должна быть равна скорости движения зоны массопередачи u [2, с. 570]:

$$u = \frac{\omega y_n}{\epsilon y_n + x_k^*}$$

где ω — скорость потока, отнесенная ко всему сечению адсорбера, м/с; x_k^* — концентрация выделяемого компонента в твердой фазе, равновесная с y_n , кг/м³; ϵ — доля свободного объема слоя.

Для движущихся зернистых слоев $\epsilon = 0,33 - 0,49$ [12, с. 100]. Принимаем $\epsilon = 0,4$.

Для нахождения равновесной концентрации выделяемого компонента в твердой фазе x_k^* строим изотерму адсорбции бензола по данным, приведенным в табл. IX.1. По $y_n = 0,030 \text{ кг}/\text{м}^3$ находим $x_k^* = 162 \text{ кг}/\text{м}^3$. Тогда скорость движения адсорбента, при которой степень использования его равновесной емкости составляет 0,95, равна:

$$u = 0,28 \frac{0,03}{0,4 \cdot 0,03 + 162 \cdot 0,95} = 0,0000546 \text{ м}/\text{с}$$

3.3. РАСЧЕТ ДЛИНЫ СЛОЯ АДСОРБЕНТА

Требуемую длину движущегося слоя адсорбента $H_{дв}$ определяют через число единиц переноса по уравнению массопередачи:

$$H_{дв} = \frac{V}{SK_{yв}} \int_{y_k}^{y_{н}} \frac{dy}{y - y^*} = h_3 n_{oy}$$

где S — площадь поперечного сечения слоя, m^2 ; $K_{yв}$ — объемный коэффициент массопередачи, c^{-1} ; h_3 — высота, эквивалентная единице переноса, m ; n_{oy} — число единиц переноса.

Объемный коэффициент массопередачи определяем из соотношения:

$$K_{ym} = \frac{1}{(1/\beta_{yв}) + (m/\beta_{xв})}$$

где $\beta_{yв}$ — объемный коэффициент массоотдачи в газовой фазе, c^{-1} ; $\beta_{xв}$ — объемный коэффициент массоотдачи в твердой фазе, c^{-1} ; m — коэффициент распределения.

Поскольку коэффициент распределения $m = y_n/x_k^* = 0,030/162 = 0,000185$ очень мал, то величиной $m/\beta_{xв}$ можно пренебречь. Тогда $K_{yв} \approx \beta_{yв}$. Для расчета объемного коэффициента массоотдачи газовой фазы необходимо определить число Рейнольдса для зернистого слоя [2, с. 103]:

$$Re = 4\omega\rho_y/a\mu_y$$

где ω — скорость газовой фазы, m/c ; a — удельная поверхность зернистого слоя, m^2/m^3 .

Удельную поверхность для зернистого слоя адсорбента находим из соотношения [2, с. 102]:

$$a = 6(1 - \epsilon)/\Phi d \quad (IX.14)$$

Фактор формы Φ для промышленных гранулированных активных углей и силикагелей лежит в пределах $\Phi = 0,7-0,9$ [12, с. 93]. Выбрав $\Phi = 0,8$, найдем a :

$$a = \frac{6(1 - 0,4)}{0,8 \cdot 0,00205} = 2200 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Тогда число Рейнольдса равно:

$$Re = \frac{4 \cdot 0,28 \cdot 1,21}{2200 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}} = 34,22$$

При $Re > 30$ для расчета $\beta_{yв}$ используют соотношение [2, с. 572]:

$$Nu' = 0,395 Re^{0,61} (Pr')^{0,33} \quad (IX.15)$$

где

$$Nu' = \beta_{yв} d_s^2 / D$$

Находим значение Pr' из выражения [2, с. 572]:

$$Pr' = \frac{\nu}{D} = \frac{\mu_y}{\rho_y D} = \frac{0,018 \cdot 10^{-3}}{1,21 \cdot 7,7 \cdot 10^{-6}} = 1,93$$

Коэффициент диффузии бензола в воздухе ($D = 7,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) взят из справочных таблиц [14, с. 515].

Рассчитываем значение Nu' :

$$Nu' = 0,395 \cdot 34,22^{0,61} \cdot 1,93^{0,33} = 0,395 \cdot 9,59 \cdot 1,24 = 4,7$$

Значение эквивалентного диаметра для зернистого слоя находим по соотношению [2, с. 102]:

$$d_s = 4\epsilon/a = 4,04/2200 = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Определяем $\beta_{yв}$:

$$\beta_{yв} = \frac{Nu' D}{d_s^2} = \frac{4,7 \cdot 7,7 \cdot 10^{-6}}{0,00073^2} = 67,91 \text{ с}^{-1}$$

Принимаем $K_{yв} = \beta_{yв} = 67,91 \text{ с}^{-1}$.

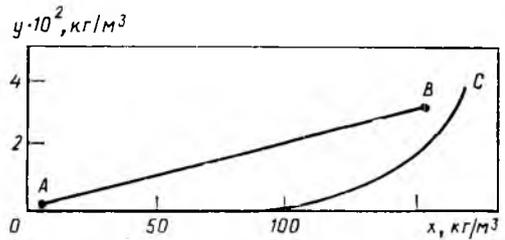


Рис. IX.6. Рабочая (AB) и равновесная (OC) линии процесса адсорбции бензола из воздуха на активном угле марки AP-A.

Число единиц переноса находим методом графического интегрирования. Для этого задаемся рядом значений y в интервале от y_n до y_k . Для каждого значения y находим соответствующее значение x на рабочей линии, а для каждого x — значение y^* на равновесной линии, пользуясь рис. IX.6. Полученные значения приведены ниже:

y , кг/м ³	x , кг/м ³	y^* , кг/м ³	$(y - y^*)$, кг/м ³	$1/(y - y^*)$
0,030	164	0,020	0,010	100
0,025	130	0,006	0,019	53
0,020	104	0,003	0,017	59
0,015	76	0	0,015	67
0,010	50	0	0,010	100
0,005	25	0	0,005	200
0,001	8	0	0,001	1000

Строим график зависимости $1/(y - y^*)$ от y (рис. IX.7). Площадь под кривой, ограниченная ординатами $y_n = 0,030 \text{ кг/м}^3$ и $y_k = 0,001 \text{ кг/м}^3$, равна $f = 2020 \text{ мм}^2$. Находим масштабы по осям: $M_1 = 10$ по оси $1/(y - y^*)$ и $M_2 = 0,0002$ по оси y . Число n_{oy} находим по уравнению [2, с. 415]:

$$n_{oy} = \int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*}$$

Определяем требуемую длину движущегося слоя адсорбента:

$$H_{дв} = \frac{V}{SK_{yв}} n_{oy} = \frac{0,555 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,62 \cdot 67,91} \cdot 4,04 = 0,02 \text{ м}$$

При таком соотношении диаметра аппарата и высоты движущегося слоя возможен проскок адсорбтива вследствие колебаний скорости потока, особенно скорости движения слоя, обеспечиваемой разгрузочными и загрузочными устройствами.

Исходя из этого, принимаем $H_{дв} = 0,2 \text{ м}$.

Загрузочные и разгрузочные устройства адсорбторов с движущимся слоем поглотителя весьма

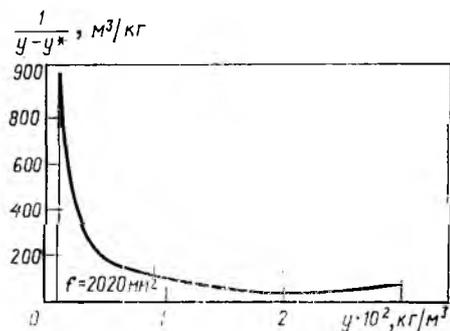


Рис. IX.7. Определение числа единиц переноса методом графического интегрирования.

громоздки и сложны (рис. IX.18 и IX.20), однако от них зависит скорость и равномерность движения слоя адсорбента. Приняв высоту установки загрузочного устройства 0,8 м, а для разгрузочного — 1 м, получим высоту адсорбера:

$$H_a = H_{дв} + H_{загр} + H_{разгр} = 0,2 + 0,8 + 1,0 = 2 \text{ м}$$

Расход адсорбента определим из уравнения

$$G = \rho_{нц} \epsilon S = \frac{500 \cdot 5,46 \cdot 10^{-5} \cdot 3,14 \cdot 1,6^2}{4} = 0,055 \text{ кг/с} = 198 \text{ кг/ч}$$

Методики расчета аппаратуры, входящей в технологические схемы адсорбционных установок (газовых холодильников, калориферов и т. д.), подбора вентиляторов и другого вспомогательного оборудования (емкости, конденсатоотводчики и др.), а также расчета гидравлического сопротивления зернистых слоев изложены в соответствующих разделах данной книги.

Специфическим требованием для вспомогательного оборудования является его взрывобезопасное исполнение. Вентиляторы, например, должны иметь герметичный корпус во избежание утечек растворителя, исключения возможности попадания в него твердых частиц, способных вызвать искрение. Корпус вентилятора из этих соображений часто футеруют цветными металлами (медь, латунь). Иногда вентиляторы и электродвигатели к ним устанавливают в смежных помещениях, пропуская вал вентилятора в сальнике через стену.

Из тех же соображений взрывобезопасности в схеме адсорбционных установок предусматриваются огнепреградители и предохранители-компенсаторы.

Огнепреградители предназначены для предотвращения распространения пламени в случае возгорания паровоздушной смеси. Принцип их действия заключается в поглощении выделяющегося при горении тепла, различными насадками (металлические сетки, фарфоровые шарики, гравий, другие теплоемкие элементы). Чаще всего используются гравийные огнепреградители, конструкции и характеристики которых приведены в литературе [3, с. 107]. Размер частиц гравия $3,5 \times 3,5$ мм, толщина слоя 70—80 мм.

Предохранители-компенсаторы служат для предотвращения разрушений адсорбционной установки при возникновении взрыва. Они представляют собой участки трубопровода, снабженные мембранами из тонколистовой меди, латуни, алюминия. Толщина мембраны 0,1—0,2 мм [6, с. 168].

4. ХАРАКТЕРИСТИКИ АДОРБЕРОВ

4.1. АДОРБЕРЫ С НЕПОДВИЖНЫМ СЛОЕМ ПОГЛОТИТЕЛЯ

Вертикальные адсорберы изготовляют нескольких модификаций (см. рис. IX.8—IX.10). Адсорберы с верхним вводом исходной смеси (рис. IX.8) выполняют из стального листа толщиной 8—10 мм. Цилиндрическая обечайка при высоте до 2,2 м может иметь диаметр 2; 2,5 и 3 м в зависимости от требуемой производительности. Днище и крышка — конические. Высота слоя сорбента выбирается в интервале от 0,5 до 1,2 м. Адсорбент в этих аппаратах помещается на разборных колосниковых решетках (рис. IX.11, IX.12), которые располагаются на балках. Последние устанавливают на опоры, приваренные к стенке корпуса адсорбера.

Для предотвращения попадания сорбента под решетку на нее помещают два слоя сетки из нержавеющей стали или слой кускового гравия толщиной 100 мм. Сетку используют с ячейками следующих размеров: нижний слой — от $3,2 \times 3,2$ до 4×4 мм, при диаметре проволоки 0,9—1,0 мм; верхний слой — от $1,4 \times 1,4$ до $1,8 \times 1,8$ мм при диаметре проволоки

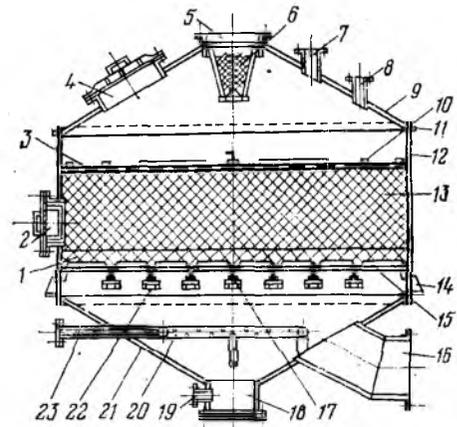


Рис. IX.8. Вертикальный адсорбер:

1 — гравий; 2 — разгрузочный люк; 3, 6 — сетка; 4 — загрузочный люк; 5 — штуцер для подачи исходной смеси; сушильного и охлаждающего воздуха через распределительную сетку; 7 — штуцер для отвода паров при десорбции; 8 — штуцер для предохранительного клапана; 9 — крышка; 10 — грузы; 11 — кольцо жесткости; 12 — корпус; 13 — адсорбент; 14 — опорное кольцо; 15 — колосниковая решетка; 16 — штуцер для отвода очищенного газа; 17 — балки; 18 — смотровой люк; 19 — штуцер для отвода конденсата и подачи воды; 20 — барботер; 21 — днище; 22 — опоры балок; 23 — штуцер для подачи водяного пара через барботер.

0,65—0,7 мм. При использовании гравия прямо на решетку кладут куски размером 25—30 мм, на них — размером 15—20 мм, затем — 7—15 мм, а на них — 5—7 мм. Для регенерации активного угля чаще всего применяют насыщенный водяной пар, который поступает в угольную шихту снизу под решетку. При использовании в качестве подложки слоя гравия для его нагрева требуется дополнительное тепло, поэтому выгоднее применять подложку из сеток. Для предотвращения уноса угля

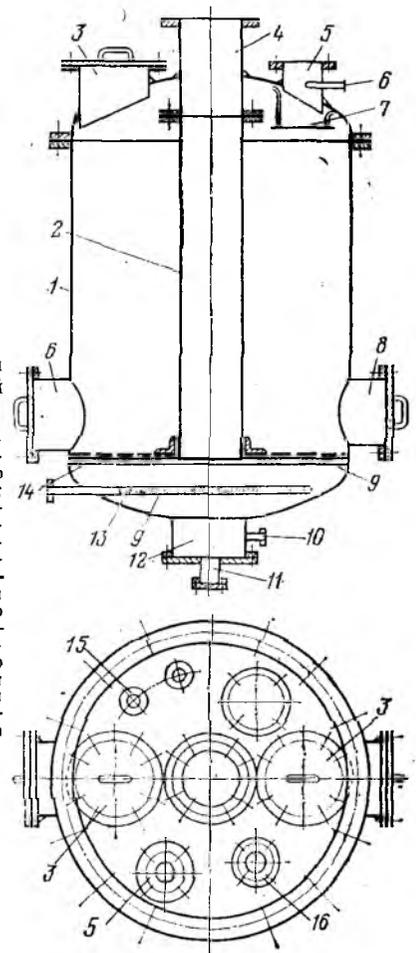


Рис. IX.9. Вертикальный адсорбер с центральной трубой:

1 — корпус адсорбера; 2 — центральная труба; 3 — загрузочный люк; 4 — штуцер для подачи исходной смеси; 5 — штуцер для отвода паров при десорбции; 6 — гильза термометра; 7 — отбойник; 8 — люк для выгрузки угля и гравия; 9 — колосники; 10 — штуцер для подачи воды; 11 — штуцер для отвода конденсата; 12 — сборник конденсата; 13 — барботер для подачи острого пара; 14 — колосниковая решетка; 15 — патрубок для предохранительного клапана; 16 — штуцер для выхода очищенного газа.

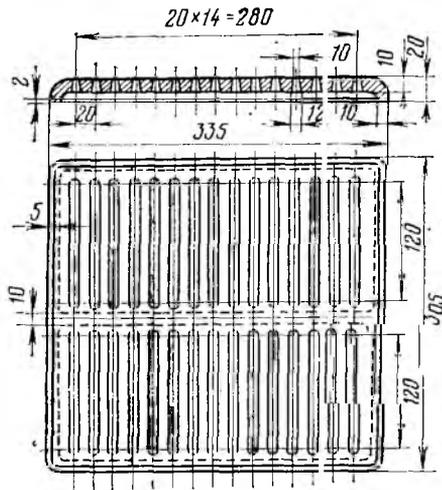


Рис. IX.10. Чугунная решетка.

Слой сорбента покрывают сверху сеткой с ячейками размером от $2,2 \times 2,2$ до $2,5 \times 2,5$ мм при диаметре проволоки 0,7—0,8 мм. Сетка фиксируется сверху грузами, представляющими собой чугунные отливки поперечным сечением 25×25 мм, длиной 600—900 мм.

Во входных патрубках помещают на каркасах распределительные проволочные сетки из меди или нержавеющей стали с ячейкой $2,2 \times 2,2$ мм при диаметре проволоки 0,8 мм. Острый водяной пар для проведения десорбции подают через кольцевой барботер, расположенный под решеткой, с отверстиями диаметром 4—6 мм. На верхней крышке адсорбера имеется штуцер для установки предохранительного клапана.

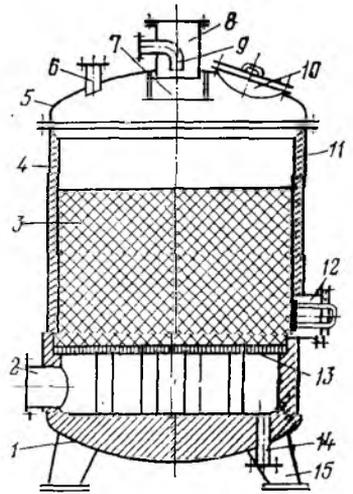
Вертикальный адсорбер, изображенный на рис. IX.9, имеет цилиндрическую обечайку с приваренным эллиптическим днищем. В нижней части адсорбера на уровне шва между цилиндрической частью и днищем приваривают колосники, на которых устанавливают разборную колосниковую решетку (рис. IX.10). Иногда решетку размещают на приварном опорном кольце или на раме из швеллера. На колосниковую решетку помещают слой гравия или две металлические сетки таким же образом, как в аппарате, изображенном на рис. IX.8. На гравий помещают слой адсорбента, который фиксируется сверху металлической сеткой.

При большом диаметре аппарата верхнюю металлическую сетку укрепляют сверху грузом. Между слоями гравия и угля иногда помещают металлическую сетку. Центральную трубу с помощью приварного кольца из уголкового стали крепят на колосниковой решетке. Верхний конец трубы с помощью фланцев соединяют со штуцером, приваренным к крышке.

Вблизи патрубка для паров устанавливают брызгоотбойник. Предохранительный клапан обычно устанавливают на давление $1,5 \cdot 10^5$ Па. Для предохранения адсорбера от смятия внутри корпуса имеется медная алюминиевая мембрана, размещенная в штуцере на крышке. В центре днища приваривается цилиндрический сборник, в который стекает конденсат, образующийся при нагревании адсорбера острым паром. При работе с агрессивными смесями используют вертикальные адсорберы с противокоррозионной футеровкой (рис. IX.11) из шамотного кирпича и керамических или диабазовых

Рис. IX.11. Вертикальный адсорбер с футеровкой:

1 — днище; 2 — штуцер для подачи исходной смеси, сушильного и охлаждающего воздуха; 3 — сорбент; 4 — корпус; 5 — крышка; 6 — штуцер для предохранительного клапана; 7 — отбойник; 8 — штуцер для отвода очищенного газа; 9 — штуцер для подачи водяного пара; 10 — загрузочный люк; 11 — футеровка; 12 — разгрузочный люк; 13 — керамические плиты; 14 — штуцер для отвода паров и конденсата; 15 — установочные лапы.



плиток. Адсорбент помещают на перфорированные керамические плиты (рис. IX.12).

Горизонтальные адсорберы (рис. IX.13—IX.14) изготовляют диаметром 1,8 и 2 м при длине цилиндрической части корпуса 3—9 м; днища эллиптические; высота слоя адсорбента 0,5—1,0 м. Корпус выполняют из листовой нержавеющей или углеродистой стали толщиной 8—10 мм. В адсорбер, изображенный на рис. IX.13, исходная смесь, сушильный и охлаждающий газы поступают в верхнюю часть, в пространство над слоем адсорбента. Входные патрубки внутри оборудованы распределительными сетками из меди или нержавеющей стали с ячейками размером $2,2 \times 2,2$ мм при диаметре проволоки 0,8 мм. Очищенный газовый поток отводится из нижней части адсорбера, из пространства под слоем адсорбента. Острый пар на десорбцию подается через барботер с отверстиями диаметром 4—6 мм. При десорбции смесь паров растворителей с парами воды отводится из адсорбера сверху.

В нижней части горизонтального адсорбера (рис. IX.14) вместо колосниковой решетки установлено сплошное основание в виде корыта, перевернутого вверх дном. Между краями основания и корпусом аппарата имеются зазоры шириной 50—80 мм для подачи исходной смеси и газа на сушку и охлаждение адсорбента. На основание помещается слой гравия, а затем адсорбент. Аккумулируемое гравием

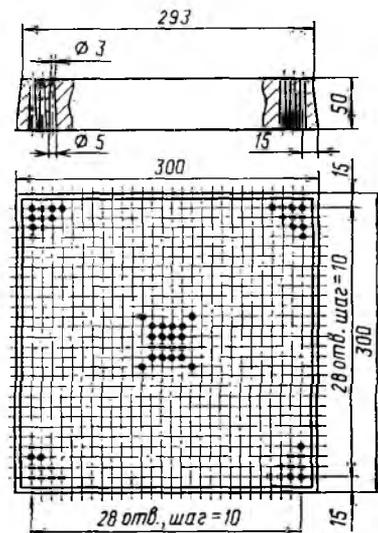


Рис. IX.12. Перфорированная керамическая плита.

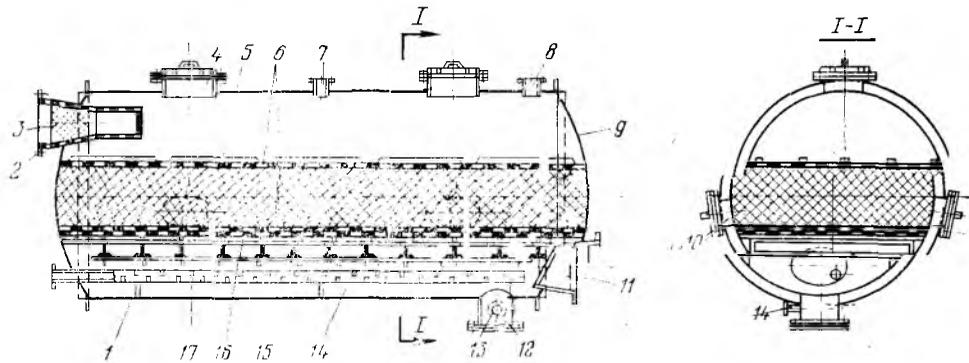


Рис. IX.13. Горизонтальный адсорбер ВТР:

1 — корпус; 2 — штуцер для подачи паровоздушной смеси при адсорбции и воздуха при сушке и охлаждении; 3 — распределительная сетка; 4 — загрузочный люк с предохранительной мембраной; 5 — грузы; 6 — сетка; 7 — штуцер для предохранительного клапана; 8 — штуцер для отвода паров на стадии десорбции; 9 — слой адсорбента; 10 — люк для выгрузки адсорбента; 11 — штуцер для отвода очищенного газа на стадии адсорбции и отработанного воздуха при сушке и охлаждении; 12 — смотровой люк; 13 — штуцер для отвода конденсата и подачи воды; 14 — опоры для балок; 15 — балки; 16 — разборная колосниковая решетка; 17 — барботер.

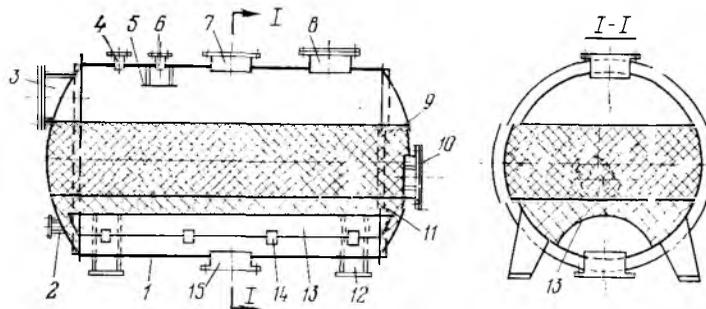


Рис. IX.14. Горизонтальный адсорбер:

1 — корпус; 2 — штуцер для подачи воды; 3 — люк для выравнивания слоя адсорбента; 4 — штуцер для предохранительного клапана; 5 — отбойник; 6 — штуцер для подачи пара; 7 — штуцер для отвода очищенного газа на стадии адсорбции; 8 — загрузочный люк; 9 — слой адсорбента; 10 — разгрузочный люк; 11 — слой гравия; 12 — установочные лапы; 13 — сплошное основание для адсорбента и гравия; 14 — опоры; 15 — штуцер для подачи паровоздушной смеси при адсорбции, воздуха при сушке и охлаждении, а также для отвода паров и конденсата при десорбции.

тепло используется для последующей сушки адсорбента. Основной недостаток горизонтальных адсорберов — неравномерное распределение потоков по сечению адсорбента и образование застойных зон. Несмотря на простоту конструкции и малое гидравлическое сопротивление, эти адсорберы не нашли широкого применения в промышленности.

Адсорберы кольцевого типа. Вертикальные адсорберы, показанные на рис. IX.15 и IX.16, представляют собой полый цилиндр, в который помещается адсорбент. Они конструктивно сложнее рассмотренных выше адсорберов с плоским слоем, но благодаря большому поперечному сечению шихты более компактны и имеют большую производительность при относительно невысоком гидравлическом сопротивлении.

Аппараты выполняются диаметром до 3,2 м, высотой до 8 м. Загрузочные люки расположены на верхней крышке, а разгрузочный — внизу цилиндрической обечайки. Исходная смесь движется от периферии к центру, что способствует лучшему

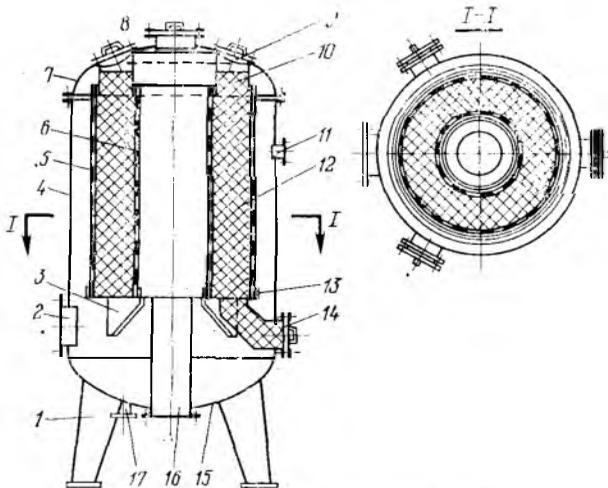
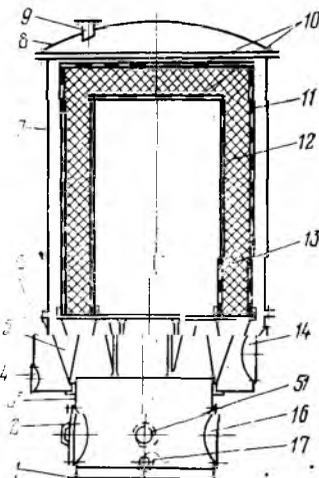


Рис. IX.15. Кольцевой адсорбер ВТР:

1 — установочная лапа; 2 — штуцер для подачи паровоздушной смеси, сушильного и охлаждающего воздуха; 3 — опора для базы под цилиндры; 4 — корпус; 5, 6 — внешний и внутренний перфорированные цилиндры; 7 — крышка; 8 — смотровой люк; 9 — загрузочный люк; 10 — бункер-компенсатор; 11 — штуцер для предохранительного клапана; 12 — слой активного угля; 13 — база для цилиндров; 14 — разгрузочный люк; 15 — днище; 16 — штуцер для отвода очищенного и отработанного воздуха и для подачи водяного пара; 17 — штуцер для отвода паров и конденсата при десорбции и для подачи воды.

Рис. IX.16. Вертикальный адсорбер с кольцевым и плоским слоями адсорбента:

1 — днище; 2 — смотровой люк; 3 — нижняя часть корпуса; 4 — штуцер для отвода паров и конденсата при десорбции; 5 — база для цилиндров; 6, 7 — средняя и верхняя части корпуса; 8 — крышка; 9 — штуцер для предохранительного клапана; 10 — решетка с сетками для плоского слоя адсорбента; 11; 12 — внешний и внутренний цилиндры из металлических сеток пакаркасе; 13 — адсорбент; 14 — штуцер для подачи паровоздушной смеси, сушильного и охлаждающего воздуха; 15 — штуцер для подачи водяного пара; 16 — штуцер для отвода очищенного и отработанного воздуха; 17 — штуцер для отвода конденсата и для подачи воды.



использованию адсорбента, так как по мере снижения концентрации целевого компонента в смеси уменьшается и площадь сечения слоя.

Тип адсорбера выбирают с учетом конкретных условий процесса, причем вертикальные адсорберы применяют на установках малой и средней мощности, производительностью до 30 000 м³/ч исходной смеси. Горизонтальные и кольцевые адсорберы работают на установках средней и большой мощности.

4.2. АДСОРБЕРЫ С ДВИЖУЩИМСЯ СЛОЕМ ПОГЛОТИТЕЛЯ

Адсорбционные установки с движущимся слоем поглотителя относятся к установкам непрерывного действия [12]. Адсорбент перемещается в аппарате плотным слоем под действием силы тяжести, что позволяет организовать непрерывную работу. Эти установки целесообразно применять для выделения целевого компонента из газа-носителя с исполь-

зованием адсорбционной и десорбционной секций. Схема, представленная на рис. IX.17, служит для разделения многокомпонентной газовой смеси.

Ниже дана краткая характеристика элементов адсорбера с движущимся слоем поглотителя.

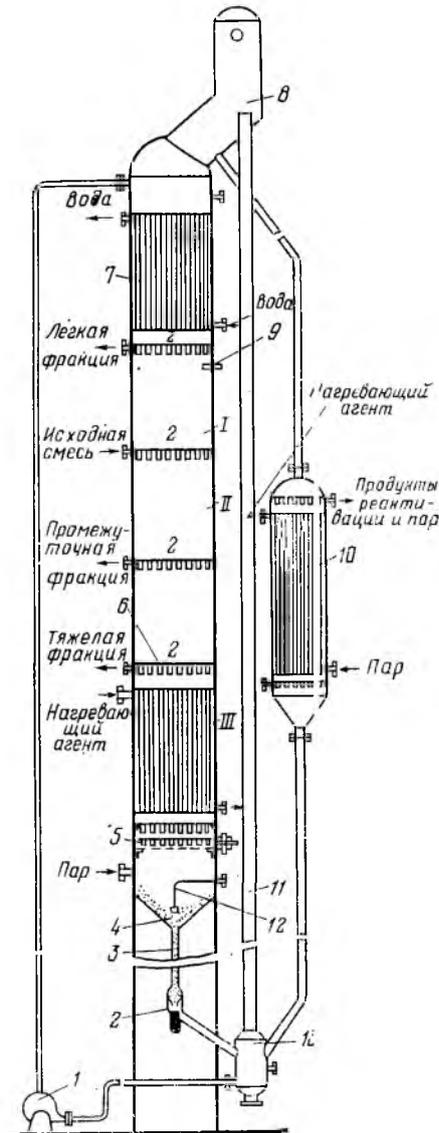
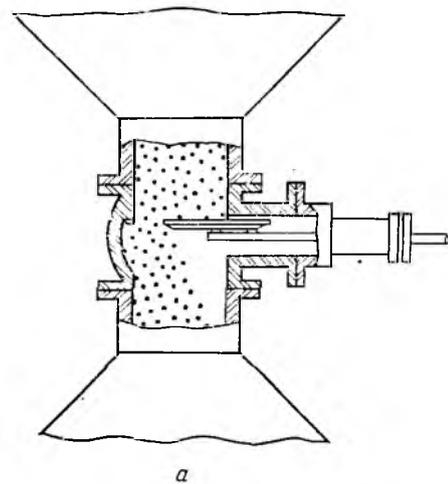
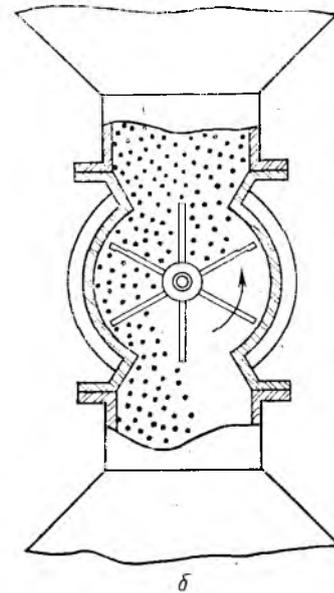


Рис. IX.17. Типовая схема адсорбционной установки с движущимся слоем активного угля для разделения газовой смеси на три фракции:

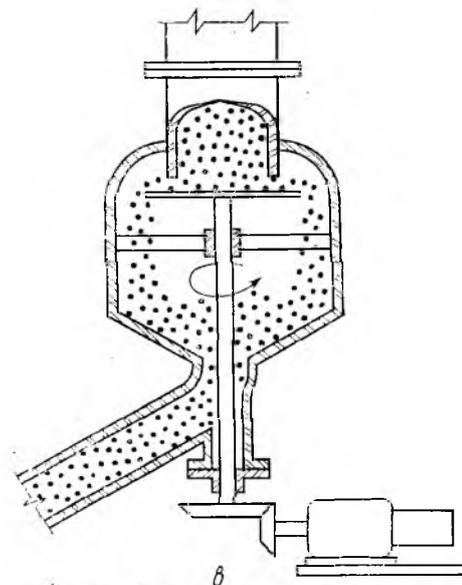
I — адсорбционная зона; II — ректификационная зона; III — десорбционная зона; 1 — газодувка; 2 — барабан; 3 — труба; 4 — гидрозатвор; 5 — питательная тарелка; 6 — распределительные тарелки; 7 — холодильник; 8 — бункер; 9 — термопара; 10 — реактор; 11 — труба пневмотранспорта; 12 — указатель уровня; 13 — сборник.



а



б



в

Рис. IX.18. Схемы типовых питателей:

а — шиберный; б — секторный; в — тарельчатый.

Холодильник адсорбента представляет собой вертикальный трубчатый теплообменник. По трубкам, развальцованным в трубных решетках, проходит адсорбент. Иногда для сушки в бункере навстречу адсорбенту поступает часть легкой фракции. В межтрубное пространство подают охлаждающую воду.

Десорбер представляет собой пучок вертикальных труб, развальцованных в двух трубных решетках. По трубам движется адсорбент и водяной пар, а в межтрубное пространство подается нагревающий агент, выбор которого зависит от требуемой температуры десорбции. Чаще всего для нагрева используют водяной пар или высокотемпературные органические теплоносители.

Питатели (рис. IX.18), применяемые при загрузке и выгрузке, обеспечивают постоянную скорость перемещения адсорбента и его равномерное распределение по сечению аппарата. Наиболее прост питатель шибераго типа, в котором скорость подачи твердых частиц регулируется с помощью шибера. В питателе секторного типа подача твердых частиц регулируется изменением числа оборотов звездочки. Такой питатель не рекомендуется использовать при высоких температурах и давлениях. В тарельчатом питателе регулирование подачи адсорбента осуществляется изменением числа оборотов вращающегося диска.

Распределительные тарелки (рис. IX.19) предназначены для равномерного распределения адсорбента по сечению аппарата. Распределительные тарелки выполняют в виде трубных решеток с развальцованными отрезками труб длиной 0,25—0,60 м, диаметром 40—50 мм. При монтаже тарелку устанавливают патрубками вниз. Иногда используют распределитель в виде системы перфорированных тарелок с уменьшающимся числом равномерно расположенных отверстий.

Разгрузочное устройство чаще всего образовано двумя неподвижными и одной подвижной тарелками (рис. IX.20). Последняя совершает возвратно-поступательное движение между неподвижными тарелками с помощью гидравлического механизма.

Газовый подъемник. Для циркуляции адсорбента обычно используют пневмотранспорт. Иногда вместо распространенной транспортировки в разбавленной фазе (газ-лифта) применяют транспортировку в плотной фазе (гиперфлу). Реже применяют элеватор. При использовании газлифта особенно важно проектирование питательных и сепарирующих устройств. Типы загрузочных устройств пневмотранспорта показаны на рис. IX.21.

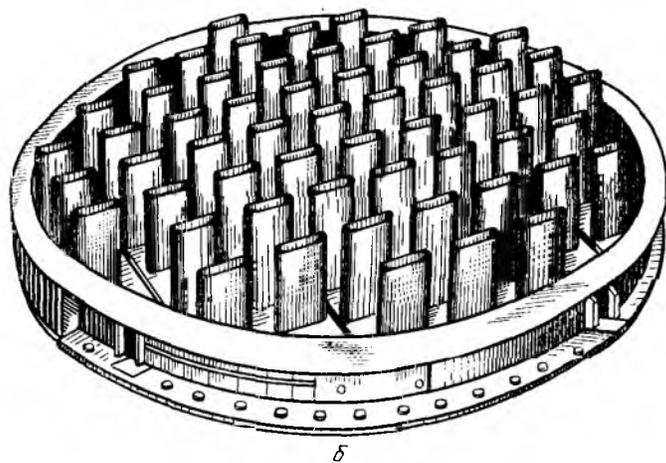
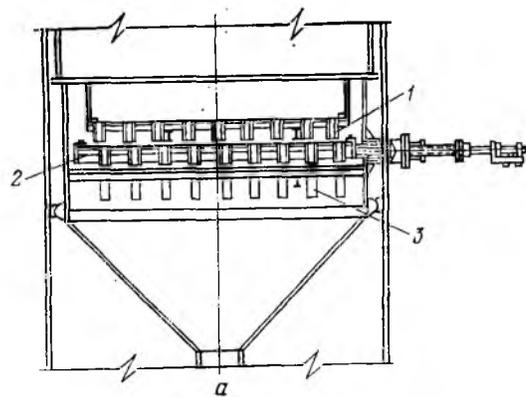


Рис. IX.20. Разгрузочное устройство для адсорбента:
а — конструкция устройства (1, 3 — неподвижные тарелки; 2 — подвижная тарелка); б — конструкция подвижной тарелки.

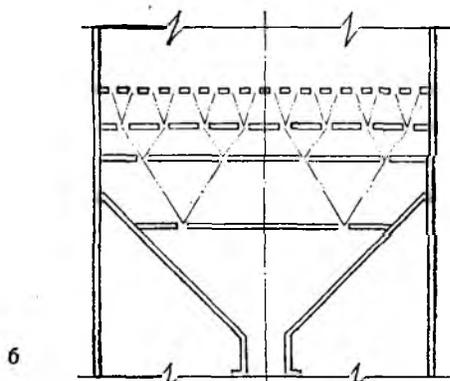
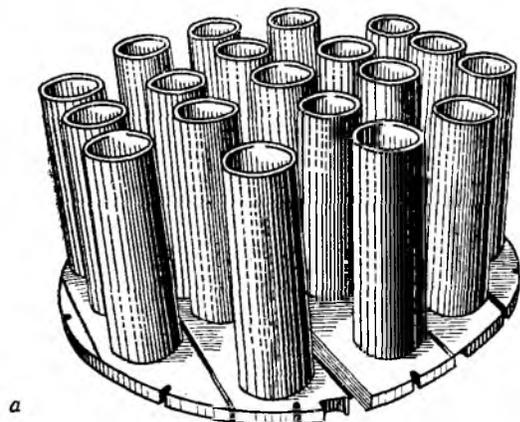


Рис. IX.19. Распределительные тарелки для сорбента.

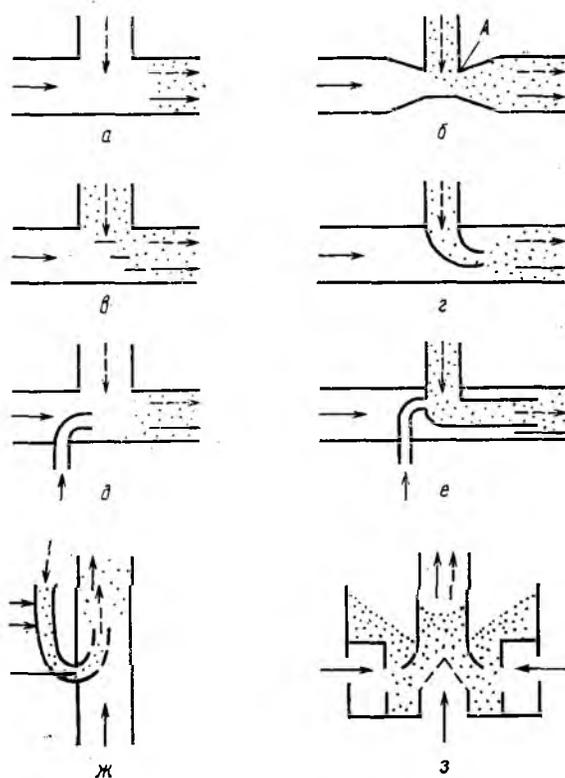


Рис. IX.21. Схемы загрузочных устройств пневмотранспорта:
сплошная линия — подача газа; пунктир — подача твердой фазы.

4.3. АДСОРБЕРЫ С ПСЕВДООЖИЖЕННЫМ СЛОЕМ ПОГЛОТИТЕЛЯ

Большинство установок с псевдооживленным слоем твердого зернистого поглотителя, используемых в промышленности, — ступенчато-противоточные с тарелками переточного типа. При этом установки, работающие с газовой и жидкой фазой, отличаются лишь конструкцией деталей и вспомогательного оборудования (в основном конструкцией переточных устройств). Установка для адсорбции в газовой фазе (рис. IX.22) состоит из стального цилиндрического адсорбера, секционированного переточными тарелками, и десорбера с движущимся слоем, в верхней части которого происходит десорбция острым паром, а в нижней — сушка адсорбента. Здесь адсорбция и десорбция проводятся в отдельных аппаратах.

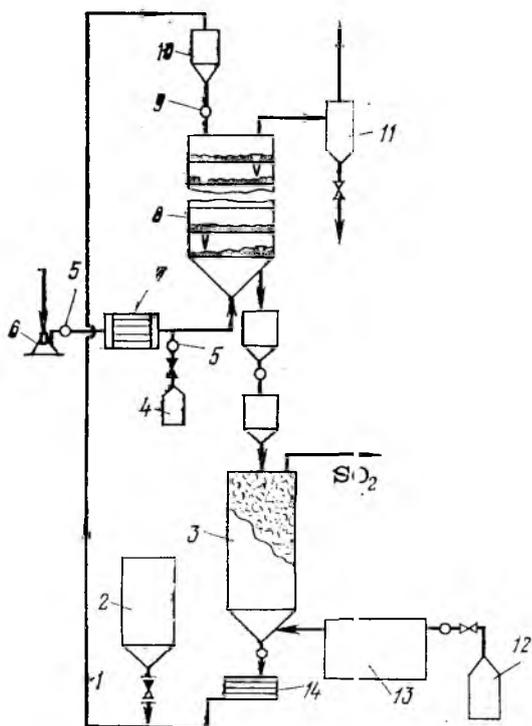


Рис. IX.22. Схема непрерывной очистки газовой смеси от сернистого ангидрида:

1 — элеватор; 2 — емкость для свежего адсорбента; 3 — десорбер; 4 — емкость для окисления; 5 — расходомеры; 6 — газодувка; 7 — теплообменник; 8 — многотарельчатый адсорбер; 9 — регулятор подачи адсорбента; 10 — бункер; 11 — сепаратор; 12 — источник инертного газа; 13 — печь; 14 — механическое сито.

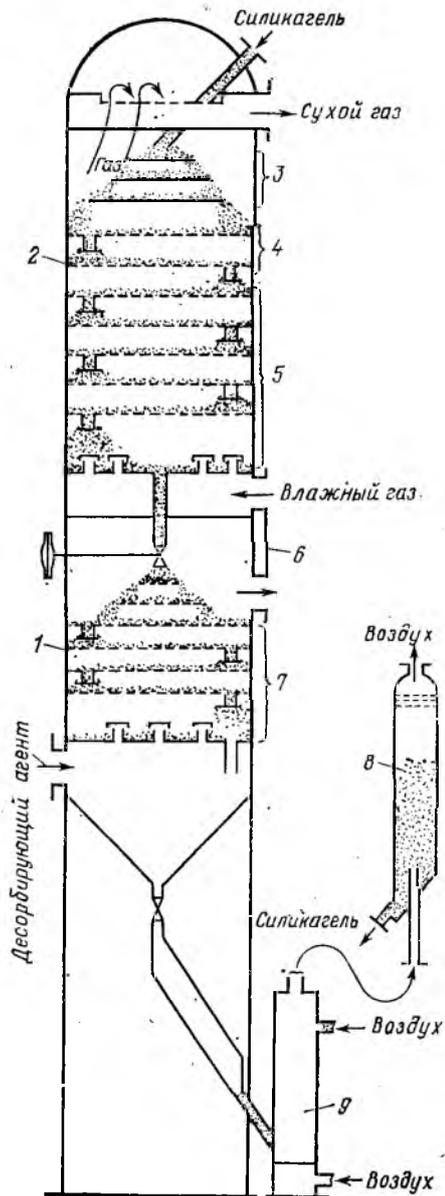


Рис. IX.23. Конструкция адсорбционно-десорбционного аппарата:

1 — десорбер; 2 — адсорбер; 3 — распределительные тарелки; 4 — теплообменные тарелки; 5 — адсорбционные тарелки; 6 — охлаждающая рубашка; 7 — регенерационные тарелки; 8 — сепаратор; 9 — холодильник.

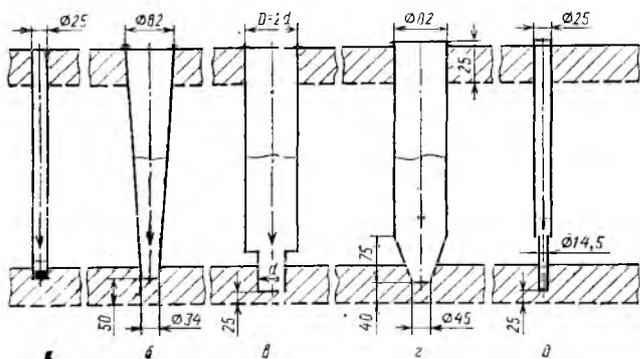


Рис. IX.24. Конструкция переточных трубок адсорбера:

а — с опорным диском; б — коническая; в — цилиндрическая с цилиндрическим сужением на конце; г — цилиндрическая с коническим сужением на конце; д — конструкция Казаковой.

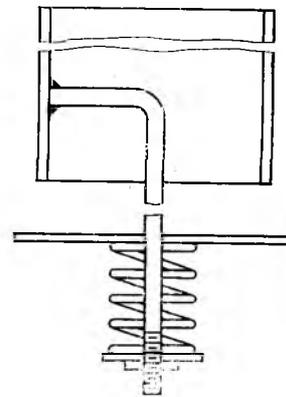


Рис. IX.25. Переточное устройство с пружиной:

1 — трубка; 2 — болт; 3 — отражатель; 4 — пружина.

Часто оказывается выгодным разместить все зоны в одном аппарате, как показано на рис. IX.23. В аппарате расположены три распределительные, две теплообменные, шесть адсорбционных и пять регенерационных тарелок. Диаметр аппарата 3 м при высоте 21 м. На каждой тарелке помещается 200 кг адсорбента, а всего в аппарате 1600 кг адсорбента в адсорбционной зоне и 800 кг — в десорбционной. Диаметр отверстий тарелок 4,7 м при живом сечении 13%. На каждой тарелке размещено по четыре перетока общей пропускной способностью 22,5 кг/мин.

При проектировании переточных устройств следует учитывать возможность захлебывания тарелок и зависания сыпучего материала при слишком узких переточных трубках. В адсорбционных процессах наибольшее применение нашли саморегулирующиеся перетоки. Варианты конструкций таких перетоков приведены на рис. IX.24. Переток в виде трубок с подпорным диском (отражателем) используется при малых скоростях воздуха. Саморегулирующийся переток с пружиной (рис. IX.25) аналогичен отражателю, но наличие пружины, сжимающейся под тяжестью столба адсорбента, позволяет перекрывать переток и не допускать проскока газа в случае его опорожнения.

Конструкции питателей и система пневмотранспорта на установках с псевдооживленным слоем принципиально не отличаются от применяемых в установках с движущимся слоем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукин В. Д., Анцыпович И. С. Рекуперация летучих растворителей в химической промышленности. Л., Химия, 1981. 80 с.

2. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 9-е. М., Химия, 1973. 750 с.
3. Николаевский К. М. Проектирование рекуперации летучих растворителей с адсорберами периодического действия. М., Оборонгиз, 1961. 238 с.
4. Дубинин М. М., Кофман Л. С., Лепилин В. Н., Плаченов Т. Г., Романков П. Г. ТОХТ, 1967, т. 1, № 5, с. 578—602.
5. Кельцев Н. В. Основы адсорбционной техники. М., Химия, 1976. 512 с.
6. Серпионова Е. Н. Промышленная адсорбция газов и паров. М., Высшая школа, 1969. 414 с.
7. Тимофеев Д. П. Кинетика адсорбции. М., Изд. АН СССР, 1962. 252 с.
8. Бутырин Г. М. Высокопористые углеродные материалы. М., Химия, 1976. 192 с.
9. Лурье А. А. Сорбенты и хроматографические носители. М., Химия, 1978. 320 с.
10. Кольшикин Д. А., Михайлов К. К. Активные угли. Л., Химия, 1972. 56 с.
11. Рысин С. А. Вентиляционные установки машиностроительных заводов. М., Машиностроение, 1964. 704 с.
12. Романков П. Г., Лепилин В. Н. Непрерывная адсорбция паров и газов, Л., Химия, 1968. 228 с.
13. Аэров М. Э., Годес О. М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. Л., Химия, 1968. 510 с.
14. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1976. 552 с.
15. Справочник химика. Т. V. М.—Л., Химия, 1966. 974 с.
16. Перри Дж. Справочник инженера-химика. Пер. с 4-го англ. изд. под ред. акад. Н. М. Жаворонкова и чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. Л., Химия, 1969, т. 1, 640 с.; т. 2, 504 с.

Глава X

СУШИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- A — напряжение по влаге, кг/(м³·ч);
 c — теплоемкость, Дж/(кг·К);
 D — коэффициент диффузии, м²/с;
 d — диаметр сушилки, м; диаметр частиц материала, м;
 H, h — высота, м;
 I, i — энтальпия, кДж/кг;
 K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
 L — расход сушильного агента, кг/с;
 l — удельный расход сушильного агента, кг/кг;
 n — частота вращения барабанной сушилки, м⁻²;
 P, p — давление, МПа;
 Q — расход тепла, кВт;
 q — удельный расход тепла, кВт/кг;
 T, t — температура;
 W — производительность сушилки по испаренной влаге, кг/с;
 w — скорость сушильного агента, м/с;
 x — влагосодержание сушильного агента, кг/кг;
 α — коэффициент избытка воздуха; коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 β — коэффициент массоотдачи, м/с;
 ϵ — порозность слоя, м³/м³;
 ρ — плотность, кг/м³;
 ω — влажность материала, %;
 μ — вязкость, Па·с;
 Re — критерий Рейнольдса;
 Nu, Nu' — критерий Нуссельта;
 Pr, Pr' — критерий Прандтля;
 Ar — критерий Архимеда.
- Индексы:
 0 — параметры свежего воздуха;
 1 и 2 — параметры сушильного агента на входе в сушилку и на выходе из нее;
 в — влага;
 м — параметры мокрого термометра;
 п — пар;
 с. в — параметры сухого воздуха;
 с. г — параметры сухого газа;

см — параметры смеси;
 ср — средняя величина;
 т — параметры топлива.

ВВЕДЕНИЕ

В технике сушке подвергается множество материалов, различающихся химическим составом, дисперсностью и структурой, адгезионными свойствами и термочувствительностью, содержанием и формой связи влаги с материалом и другими свойствами. В химической промышленности процессы массо- и теплопереноса при сушке иногда осложняются протекающими одновременно химическими реакциями.

В связи с этим выбор рационального способа сушки, типа сушильной установки и конструкции сушильного аппарата представляет собой сложную технико-экономическую задачу и пока еще не может быть включен в студенческий курсовой проект. Поэтому в настоящем пособии приводятся примеры расчета только конвективных сушилок заданного типа. В примерах не дано обоснование выбора сушильного агента, а также параметров материала и сушильного агента. С этими вопросами проектанты могут ознакомиться в специальной литературе, ссылки на которую приведены в библиографии.

Желание дать общий пример расчета, основанного на кинетических закономерностях массо- и теплообмена, определило выбор высушиваемого материала, с которым влага связана механическими силами. Процесс в этом случае протекает в первом периоде сушки при постоянной температуре влажного материала, равной температуре мокрого термометра, и скорость сушки определяется внешней диффузией.

Расчет различных вариантов сушильного процесса (с промежуточным подогревом теплоносителя, с дополнительным подогревом тепла в сушильную камеру, с частичной рециркуляцией сушильного агента) принципиально не отличается от приведенного в качестве примера расчета сушилки, работающей по основному (нормальному) сушильному варианту.

Принципиальная схема прямоточной барабанной сушильной установки показана на рис. X.1. Влажный материал из бункера 1 с помощью питателя 2 подается во вращающийся сушильный барабан 3. Параллельно материалу в сушилку по-

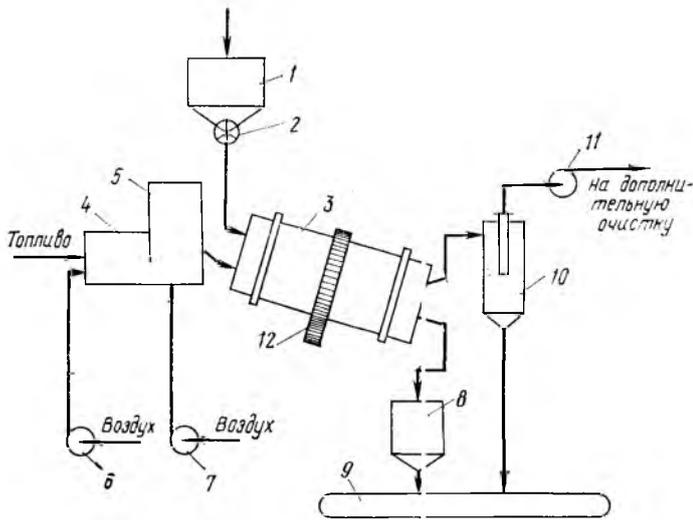


Рис. X.1. Принципиальная схема барабанной сушилки:

1 — бункер; 2 — питатель; 3 — сушильный барабан; 4 — топка; 5 — смешительная камера; 6, 7, 11 — вентиляторы; 8 — промежуточный бункер; 9 — транспортер; 10 — циклон; 12 — зубчатая передача.

дается сушильный агент, образующийся от сгорания топлива в топке 4 и смешения топочных газов с воздухом в смешительной камере 5. Воздух в топку и смешительную камеру подается вентиляторами 6 и 7. Высушенный материал с противоположного конца сушильного барабана поступает в промежуточный бункер 8, а из него на транспортирующее устройство 9.

Отработанный сушильный агент перед выбросом в атмосферу очищается от пыли в циклоне 10. При необходимости производится дополнительное мокрое пылеулавливание.

Транспортировка сушильного агента через сушильную установку осуществляется с помощью вентилятора 11. При этом установка находится под небольшим разрежением, что исключает утечку сушильного агента через неплотности установки.

Барабан приводится во вращение электродвигателем через зубчатую передачу 12.

1. РАСЧЕТ БАРАБАННОЙ СУШИЛКИ

Задание на проектирование. Рассчитать барабанную сушилку с подъемно-лопастными перевалочными устройствами для высушивания песка топочными газами при следующих условиях:

производительность сушилки по высушенному материалу $G_k = 5,56$ кг/с;

содержание фракций частиц в материале:

диаметром от 2,0 до 1,5 мм — 25 %;

диаметром от 1,5 до 1,0 мм — 75 %;

влажность песка

начальная $\omega_n = 12$ %;

конечная $\omega_k = 0,5$ %;

температура влажного материала $\theta_1 = 18$ °С;

топливо — природный газ;

температура топочных газов

на входе в барабан $t_{см} = 300$ °С;

на выходе из барабана $t_2 = 100$ °С;

удельные потери тепла в окружающую среду на 1 кг испаренной влаги $q_n = 22,6$ кДж/кг (что соответствует примерно 1 % тепла, затрачиваемого на испарение 1 кг воды);

параметры свежего воздуха:

температура $t_0 = 18$ °С;

относительная влажность $\phi_0 = 72$ %;

давление в сушилке — атмосферное.

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПОЧНЫХ ГАЗОВ, ПОДАВАЕМЫХ В СУШИЛКУ

В качестве топлива используется природный сухой газ следующего состава (в объемн. %): 92,0 % CH_4 ; 0,5 % C_2H_6 ; 5 % H_2 ; 1 % CO ; 1,5 % N_2 .

Теоретическое количество сухого воздуха L_0 : затрачиваемого на сжигание 1 кг топлива, равно,

$$L_0 = 138 \left(0,0179CO + 0,248H_2 + \sum \frac{m + (n/4)}{12m + n} C_mH_n \right) \quad (X.1)$$

где составы горючих газов выражены в объемных долях.

Подставив соответствующие значения, получим:

$$L_0 = 138 \left(0,0179 \cdot 0,01 + 0,248 \cdot 0,05 + \frac{1 + (4/4)}{12 \cdot 1 + 4} 0,92 + \right. \\ \left. + \frac{2 + (6/4)}{12 \cdot 2 + 6} 0,005 \right) = 17,68 \text{ кг/кг}$$

Для определения теплоты сгорания топлива воспользуемся характеристиками горения простых газов:

Газ	Реакция	Тепловой эффект реакции, кДж/м ³
Водород	$H_2 + 0,5O_2 = H_2O$	10 810
Оксид углерода	$CO + 0,5O_2 = CO_2$	12 680
Метан	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	35 741
Ацетилен	$C_2H_2 + 2,5O_2 = 2CO_2 + H_2O$	58 052
Этилен	$C_2H_4 + 3O_2 = 2CO_2 + 2H_2O$	59 108
Этан	$C_2H_6 + 3,5O_2 = 2CO_2 + 3H_2O$	63 797
Пропан	$C_3H_8 + 5O_2 = 3CO_2 + 4H_2O$	91 321
Бутан	$C_4H_{10} + 6,5O_2 = 4CO_2 + 5H_2O$	118 736
Сероводород	$H_2S + 1,5O_2 = SO_2 + H_2O$	23 401

Количество тепла Q_v , выделяющееся при сжигании 1 м³ газа, равно:

$$Q_v = 0,92 \cdot 35741 + 0,005 \cdot 63797 + 0,05 \cdot 10810 + \\ + 0,01 \cdot 12680 = 33868 \text{ кДж/м}^3$$

Плотность газообразного топлива ρ_T

$$\rho_T = \frac{\sum C_mH_n \cdot M_i}{v_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_T} \quad (X.2)$$

где M_i — молярная масса топлива, кмоль/кг; t_T — температура топлива, равная 20 °С; v_0 — молярный объем, равный 22,4 м³/кмоль.

$$\rho_T = \frac{(0,92 \cdot 16 + 0,005 \cdot 30 + 0,05 \cdot 2 + 0,01 \cdot 28 + \\ + 0,015 \cdot 28) \cdot 273}{22,4 (273 + 20)} = \\ = 0,652 \text{ кг/м}^3$$

Количество тепла, выделяющееся при сжигании 1 кг топлива:

$$Q = Q_v / \rho_T \quad (X.3)$$

$$Q = 33868 / 0,652 = 51 945 \text{ кДж/кг}$$

Масса сухого газа, подаваемого в сушильный барабан, в расчете на 1 кг сжигаемого топлива определяется общим коэффициентом избытка воздуха α , необходимого для сжигания топлива и разбавления топочных газов до температуры смеси $t_{см} = 300$ °С. Значение α находят из уравнений материального и теплового балансов.

Уравнение материального баланса:

$$1 + L_0 = L_{с.г} + \sum \frac{9n}{12m + n} C_mH_n \quad (X.4)$$

где $L_{с.г}$ — масса сухих газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива; C_mH_n — массовая доля компонентов, при сгорании которых образуется вода, кг/кг.

Уравнение теплового баланса:

$$Q\eta + c_T t_T + \alpha L_0 I_0 = [L_{c,r} + L_0(\alpha - 1)] i_{c,r} + \left[\alpha L_0 x_0 + \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n \right] i_{II} \quad (X.5)$$

где η — общий коэффициент полезного действия, учитывающий эффективность работы топки (полноту сгорания топлива и т. д.) и потери тепла топкой в окружающую среду, принимаемый равным 0,95; c_T — теплоемкость газообразного топлива при температуре $t_T = 20^\circ\text{C}$, равная 1,34 кДж/(кг·К); I_0 — энтальпия свежего воздуха, кДж/кг; $i_{c,r}$ — энтальпия сухих газов, кДж/кг; $i_{c,r} = c_{c,r} t_{c,r}$; $c_{c,r}$, $t_{c,r}$ — соответственно теплоемкость и температура сухих газов: $c_{c,r} = 1,05$ кДж/(кг·К), $t_{c,r} = 300^\circ\text{C}$; x_0 — влагосодержание свежего воздуха, кг/кг сухого воздуха, при температуре $t_0 = 18^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\varphi_0 = 72\%$; i_{II} — энтальпия водяных паров, кДж/кг; $i_{II} = r_0 + c_{II} t_{II}$; r_0 — теплота испарения воды при температуре 0°C , равная 2500 кДж/кг; c_{II} — средняя теплоемкость водяных паров, равная 1,97 кДж/(кг·К); t_{II} — температура водяных паров; $t_{II} = t_{c,r} = t_{c,m} = 300^\circ\text{C}$.

Решая совместно уравнения (X.4) и (X.5), получим:

$$\alpha = \frac{Q\eta + c_T t_T - i_{c,r} \left(1 - \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n \right) - i_{II} \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n}{L_0 (i_{c,r} + i_{II} x_0 - I_0)} \quad (X.6)$$

Пересчитаем содержание компонентов топлива, при сгорании которых образуется вода, из объемных долей в массовые:

$$CH_4 = \frac{0,92 \cdot 16 \cdot 273}{22,4 \cdot 0,652 (273 + 20)} = 0,939$$

$$C_2H_6 = \frac{0,005 \cdot 30 \cdot 273}{22,4 \cdot 0,652 (273 + 20)} = 0,0096$$

$$H_2 = \frac{0,05 \cdot 2 \cdot 273}{22,4 \cdot 0,652 (273 + 20)} = 0,0064$$

Количество влаги, выделяющейся при сгорании 1 кг топлива, равно:

$$\sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n = \frac{9 \cdot 4}{12 \cdot 1 + 4} 0,939 + \frac{9 \cdot 6}{12 \cdot 2 + 6} \times 0,0096 + \frac{9 \cdot 2}{12 \cdot 0 + 2} 0,0064 = 2,19 \text{ кг/кг}$$

Коэффициент избытка воздуха находим по уравнению (X.6):

$$\alpha = \frac{51945 \cdot 0,95 + 1,34 \cdot 20 - 1,05 \cdot 300 (1 - 2,19) - (2500 + 1,97 \cdot 300) 2,19}{17,68 [1,05 \cdot 300 + (2500 + 1,97 \times 300) 0,0092 - 41,9]} = 8,06$$

Общая удельная масса сухих газов, получаемая при сжигании 1 кг топлива и разбавлении топочных газов воздухом до температуры смеси 300°C , равна:

$$G_{c,r} = 1 + \alpha L_0 - \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n \quad (X.7)$$

$$G_{c,r} = 1 + 8,06 \cdot 17,68 - 2,19 = 141,3 \text{ кг/кг}$$

Удельная масса водяных паров в газовой смеси при сжигании 1 кг топлива:

$$G_{II} = \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n + \alpha x_0 L_0 \quad (X.8)$$

$$G_{II} = 2,19 + 8,06 \cdot 0,0092 \cdot 17,68 = 3,5 \text{ кг/кг}$$

Влагосодержание газов на входе в сушилку ($x_1 = x_{cm}$) равно:

$$x_1 = G_{II}/G_{c,r}, \text{ откуда } x_1 = 3,5/141,3 = 0,0248 \text{ кг/кг}$$

Энтальпия газов на входе в сушилку:

$$I_1 = \frac{Q\eta + c_T t_T + \alpha L_0 I_0}{G_{c,r}} \quad (X.9)$$

$$I_1 = \frac{51945 \cdot 0,95 + 1,34 \cdot 20 + 8,06 \cdot 17,68 \cdot 41,9}{141,3} = 392 \text{ кДж/кг}$$

Поскольку коэффициент избытка воздуха α велик, физические свойства газовой смеси, используемой в качестве сушильного агента, практически не отличаются от физических свойств воздуха. Это дает возможность использовать в расчетах диаграмму состояния влажного воздуха $I - x$.

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ, РАСХОДА СУШИЛЬНОГО АГЕНТА И РАСХОДА ТЕПЛА НА СУШКУ

Из уравнения материального баланса сушилки определим расход влаги W , удаляемый из высушиваемого материала:

$$W = G_k \frac{\omega_H - \omega_K}{100 - \omega_H} \quad (X.10)$$

$$W = 5,56 \frac{12 - 0,5}{100 - 12} = 0,726 \text{ кг/с}$$

Запишем уравнение внутреннего теплового баланса сушилки:

$$\Delta = c\theta_1 + q_{доп} - (q_T + q_M + q_{II}) \quad (X.11)$$

где Δ — разность между удельными приходом и расходом тепла непосредственно в сушильной камере;

c — теплоемкость влаги во влажном материале при температуре θ_1 , кДж/(кг·К);

$q_{доп}$ — удельный дополнительный подвод тепла в сушилку, кДж/кг влаги; при работе сушилки по нормальному сушильному варианту $q_{доп} = 0$;

q_T — удельный расход тепла в сушилке с транспортными средствами, кДж/кг влаги; в рассматриваемом случае $q_T = 0$;

q_M — удельный расход тепла в сушильном барабане с высушиваемым материалом, кДж/кг влаги; $q_M = G_{II} c_M (0_2 - 0_1)/W$;

c_M — теплоемкость высушенного материала, равная 0,8 кДж/(кг·К) [1];

θ_2 — температура высушенного материала на выходе из сушилки, $^\circ\text{C}$. При испарении поверхностной влаги θ_2 принимается приблизительно равной температуре мокрого термометра t_M при соответствующих параметрах сушильного агента. Принимая в первом приближении процесс сушки адиабатическим, находим θ_2 по $I - x$ диаграмме по начальным параметрам сушильного агента: $\theta_2 = 57^\circ\text{C}$;

q_{II} — удельные потери тепла в окружающую среду, кДж/кг влаги.

Подставив соответствующие значения, получим:

$$\Delta = 4,19 \cdot 18 - \frac{5,56 \cdot 0,8 (57 - 18)}{0,726} - 22,6 = -141 \text{ кДж/кг влаги}$$

Запишем уравнение рабочей линии сушки:

$$\Delta = (I - I_1)/(x - x_1), \text{ или } I = I_1 + \Delta(x - x_1) \quad (X.12)$$

Для построения рабочей линии сушки на диаграмме $I - x$ необходимо знать координаты (x и I) минимум двух точек. Координаты одной точки известны: $x_1 = 0,0248$, $I_1 = 392$. Для нахождения координат второй точки зададимся произвольным значе-

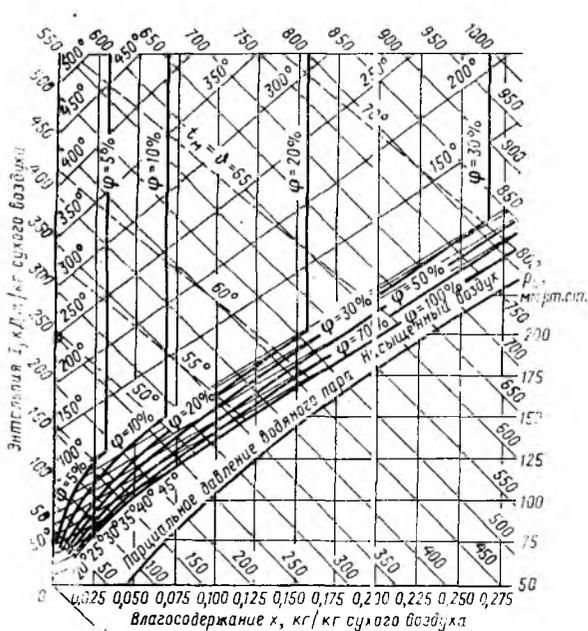


Рис. X.2. Диаграмма состояния влажного воздуха $I-x$ при высоких температурах и влажностях.

нием x и определим соответствующее значение I . Пусть $x = 0,1$ кг влаги/кг сухого воздуха. Тогда $I = 392 - 141 (0,1 - 0,0248) = 381$ кДж/кг сухого воздуха.

Через две точки на диаграмме $I-x$ (рис. X.2) с координатами x_1, I_1 и x, I проводим линию сушки до пересечения с заданным конечным параметром $t_2 = 100^\circ\text{C}$. В точке пересечения линии сушки с изотермой t_2 находим параметры отработанного сушильного агента: $x_2 = 0,107$ кг/кг, $I_2 = 365$ кДж/кг.

Расход сухого газа $L_{с.г}$ равен:

$$L_{с.г} = W / (x_2 - x_1) \quad (X.13)$$

$$L_{с.г} = 0,726 / (0,107 - 0,0243) = 8,83 \text{ кг/с}$$

Расход сухого воздуха L :

$$L = W / (x_2 - x_1) \quad (X.14)$$

$$L = 0,726 / (0,107 - 0,0092) = 7,42 \text{ кг/с}$$

Расход тепла на сушку Q_c :

$$Q_c = L_{с.г} (I_1 - I_2) \quad (X.15)$$

$$Q_c = 8,83 (392 - 365) = 239 \text{ кДж/с или } 239 \text{ кВт}$$

Расход топлива на сушку:

$$G_T = Q_c / Q = 239 / 51945 = 0,0046 \text{ кг/с}$$

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА

Основные размеры барабана выбирают по нормативам и каталогам-справочникам [2, 3] в соответствии с объемом сушильного пространства. Объем сушильного пространства V складывается из объема $V_{п.}$, необходимого для прогрева влажного материала до температуры, при которой начинается интенсивное испарение влаги (до температуры мокрого термометра сушильного агента), и объема $V_{с.}$, требуемого для проведения процесса испарения влаги, т. е. $V = V_{с.} + V_{п.}$. Объем сушильного пространства барабана может быть вычислен по модифицированному уравнению массопередачи [4, 5]:

$$V_c = W / (K_d \Delta x'_{ср}) \quad (X.16)$$

где $\Delta x'_{ср}$ — средняя движущая сила массопередачи, кг влаги/м³; K_d — объемный коэффициент массопередачи, 1/с.

При сушке кристаллических материалов происходит удаление поверхностной влаги, т. е. процесс протекает в первом периоде сушки, когда скорость процесса определяется только внешним диффузионным сопротивлением. При параллельном движении материала и сушильного агента температура влажного материала равна температуре мокрого термометра. В этом случае коэффициент массопередачи численно равен коэффициенту массоотдачи $K_d = \beta_v$.

Для барабанной сушилки коэффициент массопередачи β_v может быть вычислен по эмпирическому уравнению [5]:

$$\beta_v = 1,6 \cdot 10^{-2} \frac{(\omega \rho_{ср})^{0,9} n^{0,7} \beta^{0,54} P_0}{c \rho_{ср} (P_0 - p)} \quad (X.17)$$

где $\rho_{ср}$ — средняя плотность сушильного агента, кг/м³; c — теплоемкость сушильного агента при средней температуре в барабане, равная 1 кДж/(кг·К) [1]; β — степень заполнения барабана высушиваемым материалом, %; P_0 — давление, при котором осуществляется сушка, Па; p — среднее парциальное давление водяных паров в сушильном барабане, Па.

Уравнение (X.17) справедливо для значений: $\omega \rho_{ср} = 0,6-1,8$ кг/(м²·с), $n = 1,5-5,0$ об/мин, $\beta = 10-25$ %.

Рабочая скорость сушильного агента в барабане зависит от дисперсности и плотности высушиваемого материала. Для выбора рабочих скоростей (ω , м/с) при сушке монодисперсных материалов можно руководствоваться данными, приведенными в табл. X.1.

Таблица X.1. К выбору рабочей скорости газов в сушильном барабане ω

Размер частиц, мм	Значение ω , м/с, при ρ_m , кг/м ³				
	350	1000	1400	1800	2200
0,3-2	0,5-1	2-5	3-7,5	4-8	5-10
Более 2	1-3	3-5	4-8	6-10	7-12

Для полидисперсных материалов с частицами размером от 0,2 до 5 мм и насыпной плотностью $\rho_m = 800-1200$ кг/м³ обычно принимают скорость газов в интервале 2-5 м/с. В данном случае размер частиц высушиваемого материала от 1 до 2 мм, насыпная плотность 1200 кг/м³ [1]. Принимаем скорость газов в барабане $\omega = 2,4$ м/с. Плотность сушильного агента при средней температуре в барабане $t_{ср} = (300 + 100)/2 = 200^\circ\text{C}$ практически соответствует плотности воздуха при этой температуре:

$$\rho_{ср} = \frac{M}{v_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t} = \frac{29}{22,4} \cdot \frac{273}{273 + 200} = 0,747 \text{ кг/м}^3$$

При этом $\omega \rho_{ср} = 2,4 \cdot 0,747 = 1,8$ кг/(м²·с), что не нарушает справедливости уравнения (X.17).

Частота вращения барабана обычно не превышает 5-8 об/мин; принимаем $n = 5$ об/мин.

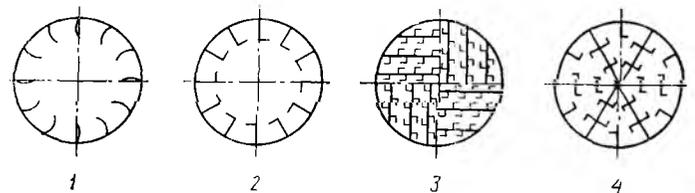


Рис. X.3. Типы перевалочных устройств, применяемых в барабанных сушилках, и степень заполнения барабана β :

1 — подъемно-лопастные, $\beta = 12$ %; 2 — подъемно-лопастные, $\beta = 14$ %; 3 — распределительные с закрытыми ячейками, $\beta = 20,6$ %; 4 — распределительные с закрытыми ячейками, $\beta = 27,5$ %.

Степень заполнения барабана высушиваемым материалом β для разных конструкций перевалочных устройств различна. Наиболее распространенные перевалочные устройства показаны на рис. X.3. Для рассматриваемой конструкции сушильного барабана $\beta = 12\%$.

Процесс сушки осуществляется при атмосферном давлении, т. е. при $P_0 = 10^5$ Па. Парциальное давление водяных паров в сушильном барабане определим как среднеарифметическую величину между парциальными давлениями на входе газа в сушилку и на выходе из нее.

Парциальное давление водяных паров в газе определим по уравнению

$$p = \frac{(x/M_B) P_0}{1/M_{C, B} + x/M_B} \quad (X.18)$$

Тогда на входе в сушилку

$$p_1 = \frac{(0,0248/18) 10^5}{1/29 + 0,0248/18} = 3842 \text{ Па}$$

на выходе из сушилки

$$p_2 = \frac{(0,107/18) 10^5}{1/29 + 0,107/18} = 14700 \text{ Па}$$

Откуда

$$p = (p_1 + p_2)/2 = (3842 + 14700)/2 = 9271 \text{ Па}$$

Таким образом, объемный коэффициент массоотдачи равен:

$$\beta_v = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{1,8^{0,9} \cdot 5^{0,7} \cdot 12^{0,54} \cdot 10^5}{1 - 0,747(10^5 - 9271)} = 0,478 \text{ с}^{-1}$$

Движущую силу массопередачи $\Delta x'_{cp}$ определим по уравнению

$$\Delta x'_{cp} = \frac{\Delta x'_G - \Delta x'_M}{\ln \frac{\Delta x'_G}{\Delta x'_M}} = \frac{\Delta P_{cp} M_B}{P_0 v_0 \frac{T_0 + t_{cp}}{T_0}} \quad (X.19)$$

где $\Delta x'_G = x_1^* - x_1'$ — движущая сила в начале процесса сушки, кг/м^3 ;

$\Delta x'_M = x_2^* - x_2'$ — движущая сила в конце процесса сушки, кг/м^3 ;

x_1^*, x_2^* — равновесное содержание влаги на входе в сушилку и на выходе из нее, кг/м^3 .

Средняя движущая сила ΔP_{cp} , выраженная через единицы давления (Па), равна

$$\Delta P_{cp} = \frac{\Delta P_G - \Delta P_M}{\ln (\Delta P_G / \Delta P_M)} \quad (X.20)$$

Для случая прямого движения сушильного агента и высушиваемого материала имеем:

$\Delta P_G = p_1^* - p_1$ — движущая сила в начале процесса сушки, Па;

$\Delta P_M = p_2^* - p_2$ — движущая сила в конце процесса сушки, Па

p_1^*, p_2^* — давление насыщенных паров над влажным материалом в начале и в конце процесса сушки, Па.

Значения p_1^* и p_2^* определяются по температуре мокрого термометра сушильного агента в начале t_{M1} и в конце t_{M2} процесса сушки. По диаграмме $I - x$ найдем: $t_{M1} = 57^\circ\text{C}$, $t_{M2} = 56^\circ\text{C}$; при этом $p_1^* = 17302$ Па, $p_2^* = 16500$ Па [1].

Тогда

$$\Delta P_{cp} = \frac{(17302 - 3842) - (16500 - 14700)}{\ln \frac{17302 - 3842}{16500 - 14700}} = 5795 \text{ Па}$$

Выразим движущую силу в кг/м^3 по уравнению (X.19):

$$\Delta x'_{cp} = \frac{5795 \cdot 18}{10^5 \cdot 22,4 \frac{273 + 200}{273}} = 0,0269 \text{ кг/м}^3$$

Объем сушильного барабана, необходимый для проведения процесса испарения влаги, без учета объема аппарата, требуемого на прогрев влажного материала, находим по уравнению (X.16):

$$V_c = 0,726/0,478 \cdot 0,0269 = 56,5 \text{ м}^3$$

Объем сушилки, необходимый для прогрева влажного материала, находят по модифицированному уравнению теплопередачи:

$$V_{II} = Q_{II}/K_v \Delta t_{cp} \quad (X.21)$$

где Q_{II} — расход тепла на прогрев материала до температуры t_{M1} , кВт; K_v — объемный коэффициент теплопередачи, $\text{кВт}/(\text{м}^3 \times \text{K})$; Δt_{cp} — средняя разность температур, град.

Расход тепла Q_{II} равен:

$$Q_{II} = G_{KCM} (t_{M1} - \theta_1) + W_{вCB} (t_{M1} - \theta_1) \quad (X.22)$$

$$Q_{II} = 5,56 \cdot 0,8 (57 - 18) + 0,726 \cdot 4,19 (57 - 18) = 292 \text{ кВт.}$$

Объемный коэффициент теплопередачи определяют по эмпирическому уравнению [5]:

$$K_v = 16 (\omega \rho_{cp})^{0,9} n^{0,7} \beta^{0,54} \quad (X.23)$$

$$K_v = 16 \cdot 1,8^{0,9} \cdot 5^{0,7} \cdot 12^{0,54} = 321 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K}) = 0,321 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$$

Для вычисления Δt_{cp} необходимо найти температуру сушильного агента t_x , до которой он охладится, отдавая тепло на нагрев высушиваемого материала до t_{M1} . Эту температуру можно определить из уравнения теплового баланса:

$$Q_{II} = L_{c, r} (1 + x_1) c_r (t_1 - t_x) \quad (X.24)$$

$$292 = 8,83 (1 + 0,0248) 1,05 (300 - t_x)$$

Откуда $t_x = 269^\circ\text{C}$.

Средняя разность температур Δt_{cp} равна:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1 - \theta_1) + (t_x - t_{M1})}{2} \quad (X.25)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(300 - 18) + (269 - 57)}{2} = 247^\circ\text{C}$$

Подставляем полученные значения в уравнение (X.21):

$$V_{II} = 292/0,321 \cdot 247 = 3,7 \text{ м}^3$$

Общий объем сушильного барабана равен: $V = 56,5 + 3,7 = 60,2 \text{ м}^3$.

При отсутствии расчетных зависимостей для определения коэффициентов массо- и теплопередачи объем сушильного барабана может быть ориентировочно определен с помощью объема напряжения по влаге A_v , $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$. При использовании величины A_v объем сушильного барабана рассчитывают по уравнению

$$V = 3600W/A_v \quad (X.26)$$

Значения A_v для некоторых материалов, полученные из опытов, приведены в табл. X.2.

В результате расчета, выполненного по уравнению (X.26) с использованием данных табл. X.2 [$t_1 = 840^\circ\text{C}$, $t_2 = 100^\circ\text{C}$, $A_v = 80 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$], найдем объем сушильного барабана $V = 32,7 \text{ м}^3$. Расхождение с результатом, полученным при использовании кинетических закономерностей, обусло-

Таблица X.2. Опытные данные по сушке некоторых материалов в барабанных сушилках

Материал	Размер частиц, мм	ω_n , %	ω_k , %	t_1 , °C	t_2 , °C	A_{01} , кг/(м ³ ·ч)	Тип (параметры) внутренних распределительных систем барабана
Глина							
простая	—	22	5	600—700	80—100	50—60	Подъемно-лопастная
огнеупорная	—	9	0,7	800—1000	70—80	60	»
Известняк	0—15	10—15	1,5	1000	80	45—65	»
	0—20	8—10	0,5	800	120	30—40	»
Инфузорная земля	—	40	15	550	120	50—60	Распределительная
Песок	—	4,3—3,7	0,05	840	100	80—88	Распределительная и перемалочная
Руда							
железная (магнетитовая)	0—50	6,0	0,5	730	—	65	Подъемно-лопастная
марганцевая	2,5	15,0	2,0	120	60	12	Распределительная
Железный колчедан	—	10—12	1—3	270—350	95—100	20—30	Подъемно-лопастная и секторная ($d = 1,6$ м, $l = 14$ м)
Сланцы	0—40	38	12	500—600	100	45—60	Подъемно-лопастная
Уголь							
каменный	—	9,0	0,6	800—1000	60	32—40	»
бурый	0—10	30	10—15	430	150—200	40—65	»
Торф фрезерный	—	50	20	450	100	75	»
Фосфориты	—	6,0	0,5	600	100	45—60	»
Нитрофоска	0,5—4,0	—	1	220	105	10	Подъемно-лопастная и секторная
Аммофос	1—4	8—12	1,5	350	110	15—20	То же
Диаммофос	1—4	3—4	1	200	90	8—10	»
Суперфосфат гранулированный	1—4	14—18	2,5—3,0	550—600	120	60—80	То же ($d = 2,8$ м, $l = 14$ м)
Преципитат	—	55—57	—	500—700	120—130	28—33	То же ($d = 3,2$ м, $l = 22$ м)
Сульфат аммония	—	3,5	0,4	82	—	4—5	Подъемно-лопастная
Хлорид бария	—	5,6	1,2	109	—	1,0—2,0	»
Фторид алюминия	—	48—50	3—5,5	750	220—250	18	Подъемно-лопастная и секторная ($n = 3$ об/мин)
Соль поваренная	—	4—6	0,2	150—200	—	7,2	Подъемно-лопастная
Пшеница	—	20	14	150—200	50—80	20—30	Распределительная
Жом свекловичный	—	84	12	750	100—125	185	»

влено различием параметров сушильного агента, что существенно отражается на движущей силе сушки. Расчеты показывают, что средняя движущая сила при изменении начальной температуры сушильного агента от 300 до 840 °C увеличивается в 1,6 раза. Коррекция на изменение движущей силы дает объем сушильного барабана $V = 52,3$ м³. Этот результат удовлетворительно совпадает с полученным в примере.

Далее по справочным данным [2, 3] находим основные характеристики барабанной сушилки — длину и диаметр. В табл. X.3 приведены основные характеристики барабанных сушилок, выпускаемых заводами «Уралхиммаш» и «Прогресс» [6].

По таблице выбираем барабанную сушилку № 7207 со следующими характеристиками: объем $V = 74$ м³, диаметр $d = 2,8$ м, длина $l = 14$ м.

Определим действительную скорость газов в барабане ω_d :

$$\omega_d = v_r / 0,785d \quad (X.27)$$

Объемный расход влажного сушильного агента на выходе из барабана v_r , м³/с равен:

$$v_r = L_{с.г} v_0 \frac{(T_0 + t_{ср})}{T_0} \left(\frac{1}{M_{с.г}} + \frac{x_{ср}}{M_B} \right) \quad (X.28)$$

где $x_{ср}$ — среднее содержание влаги в сушильном агенте, кг/кг сухого воздуха.

$$v_r = 8,82 \cdot 22,4 \frac{(273 + 200)}{273} \left(\frac{1}{29} + \frac{0,06}{81} \right) = 12,95 \text{ м}^3/\text{с}$$

Тогда

$$\omega_d = 12,95 / 0,785 \cdot 2,8^2 = 2,1 \text{ м}^3/\text{с}$$

Действительная скорость газов ($\omega_d = 2,1$ м/с) отличается от принятой в расчете ($\omega = 2,4$ м/с) менее чем на 15%. Некоторое уменьшение интенсивности процесса сушки при снижении скорости газов по сравнению с принятой в расчете полностью компенсируется избытком объема выбранной сушилки по сравнению с расчетным. Если расхожде-

Таблица X.3. Основные характеристики барабанных сушилок заводов «Уралхиммаш» и «Прогресс»

Показатели	Номер по заводской спецификации					
	7450	7119	6843	6720	7207	7208
Внутренний диаметр барабана, м	1,5	1,8	2,2	2,2	2,8	2,8
Длина барабана, м	8	12	12	14	12	14
Толщина стенок наружного цилиндра, мм	10	12	14	14	14	14
Объем сушильного пространства, м ³	14,1	30,5	45,6	53,2	74,0	86,2
Число ячеек, шт.	25	28	28	28	51	51
Частота вращения барабана, об/мин	5	5	5	5	5	5
Общая масса, т	13,6	24,7	42	45,7	65	70
Потребляемая мощность двигателя, кВт	5,9	10,3	12,5	14,7	20,6	25,8

ние между принятой и действительной скоростями газов более существенно, необходимо повторить расчет, внося соответствующие коррективы.

Далее определим среднее время пребывания материала в сушилке [5]:

$$\tau = \frac{G_M}{G_R + (W/2)} \quad (X.29)$$

Количество находящегося в сушилке материала G_M (кг) равно:

$$G_M = V \beta \rho_M \quad (X.30)$$

$$G_M = 74 \cdot 0,12 \cdot 1200 = 10660 \text{ кг}$$

Отсюда

$$\tau = \frac{10660}{5,56 + (0,726/2)} = 1800 \text{ с}$$

Зная время пребывания, рассчитаем угол наклона барабана α' [5]:

$$\alpha' = \left(\frac{30l}{dn\tau} + 0,007\omega_d \right) \frac{180}{\pi} \quad (X.31)$$

$$\alpha' = \left(\frac{30 \cdot 14}{2,2 \cdot 5 \cdot 1800} + 0,007 \cdot 2,1 \right) \frac{180}{3,14} = 2,06^\circ$$

Если полученное значение α' мало (меньше $0,5^\circ$), то число оборотов барабана уменьшают и расчет повторяют заново.

Далее необходимо проверить допустимую скорость газов, исходя из условия, что частицы высушиваемого материала наименьшего диаметра не должны уноситься потоком сушильного агента из барабана. Скорость уноса, равную скорости свободного витания $\omega_{св}$, определяют по уравнению [4]:

$$\omega_{св} = \frac{\mu_{ср}}{d\rho_{ср}} \left(\frac{A\gamma}{18 + 0,575\sqrt{A\gamma}} \right) \quad (X.32)$$

где $\mu_{ср}$ и $\rho_{ср}$ — вязкость и плотность сушильного агента при средней температуре; d — наименьший диаметр частиц материала, м; $A\gamma = d^3 \rho_c \rho_{ср} g / \mu_{ср}^2$ — критерий Архимеда; ρ_c — плотность частиц высушиваемого материала, равная для песка 1500 кг/м^3 .

Средняя плотность сушильного агента $\rho_{ср}$ равна:

$$\rho_{ср} = [M_{св}(P_0 - p) + M_{вp}] \frac{T}{v_0 P_0 (T + t_{ср})} \quad (X.33)$$

$$\rho_{ср} = [29(10^5 - 9271) + 18 \cdot 9271] \frac{273}{22,4 \cdot 10^5 (273 + 200)} =$$

$$= 0,72 \text{ кг/м}^3$$

$$A\gamma = \frac{(1 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 1500 \cdot 0,72 \cdot 9,8}{(2,6 \cdot 10^{-5})^2} = 1,57 \cdot 10^4$$

Скорость уноса $\omega_{св}$:

$$\omega_{св} = \frac{2,6 \cdot 10^{-5}}{1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,72} \left(\frac{1,57 \cdot 10^4}{18 + 0,575(\sqrt{1,57 \cdot 10^4})} \right) =$$

$$= 6,3 \text{ м/с}$$

Рабочая скорость сушильного агента в сушилке $\omega_d = 2,1 \text{ м/с}$ меньше, чем скорость уноса частиц наименьшего размера $\omega_{св} = 6,3 \text{ м/с}$, поэтому расчет основных размеров сушильного барабана заканчиваем. В противном случае (при $\omega_d > \omega_{св}$) уменьшают принятую в расчете скорость сушильного агента и повторяют расчет.

Схема расчета барабанной сушилки представлена на рис. X.4.

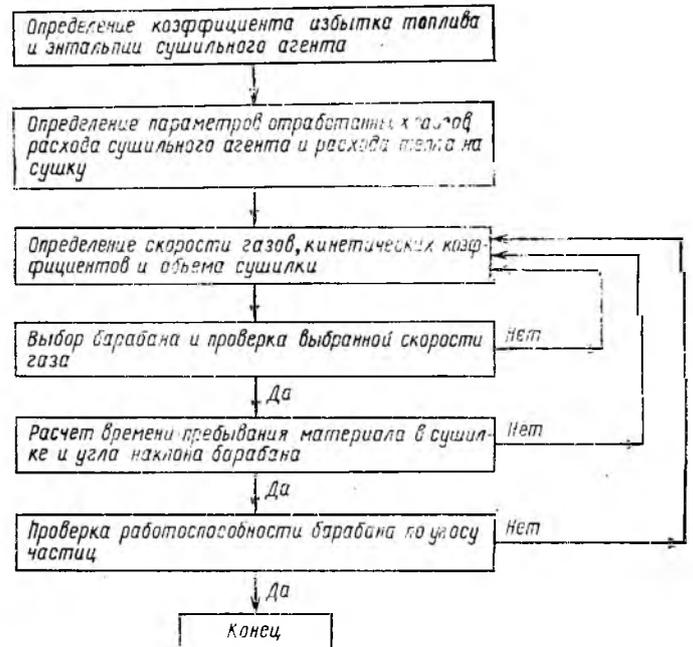


Рис. X.4. Схема расчета барабанной сушилки.

Кроме основных размеров сушильного барабана расчету подлежат основные узлы и детали сушильного агрегата (см. гл. IV).

2. РАСЧЕТ СУШИЛКИ С ПСЕВДООЖИЖЕННЫМ СЛОЕМ

Задание на проектирование. Рассчитать сушилку с псевдооживленным слоем для высушивания влажного песка нагретым воздухом при следующих условиях:

производительность по высушенному материалу $G_R = 0,556 \text{ кг/с}$;

содержание фракций частиц в материале:

диаметром от 2,0 до 1,5 мм — 25 %;

диаметром от 1,5 до 1,0 мм — 75 %;

влажность песка

начальная $\omega_n = 12 \%$;

конечная $\omega_k = 0,5 \%$;

температура влажного материала $\theta_1 = 18^\circ \text{C}$;

параметры свежего воздуха:

температура $t_0 = 18^\circ \text{C}$;

относительная влажность $\phi_0 = 72 \%$;

давление в сушилке — атмосферное;

температура воздуха после калорифера $t_1 = 130^\circ \text{C}$;

удельные потери тепла в окружающую среду на 1 кг испаренной влаги $q_{п} = 22,6 \text{ кДж/кг}$ (что соответствует примерно 1 % тепла, затрачиваемого на испарение 1 кг воды).

Обозначения основных величин, используемых в данном расчете, пояснены в примере расчета барабанной сушилки.

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА, СКОРОСТИ ГАЗОВ И ДИАМЕТРА СУШИЛКИ

По уравнению (X.10) определим расход влаги, удаляемой из высушиваемого материала:

$$W = 0,556 \frac{12 - 0,5}{100 - 12} = 0,0726 \text{ кг/с}$$

Определим параметры отработанного воздуха. Для этого примем температуру его $t_2 = 60^\circ\text{C}$, что позволит достаточно полно использовать тепло сушильного агента. Обычно температуру материала в псевдооживленном слое принимают на 1—2 градуса ниже температуры отработанного воздуха. Тогда температура материала в слое равна 58°C . Принимая модель полного перемешивания материала в псевдооживленном слое, можно считать температуру высушенного материала равной температуре материала в слое, т. е. $\theta_2 = 58^\circ\text{C}$.

Рассчитаем внутренний тепловой баланс сушилки по уравнению (X.11)

$$\Delta = 4,19 \cdot 18 - \frac{0,556 \cdot 0,8 (58 - 18)}{0,0726} = 22,6 = -192 \text{ кДж/кг влаги}$$

На диаграмме $I-x$ (рис. X.5) по известным параметрам $t = 18^\circ\text{C}$ и $\varphi_0 = 7\%$ находим влагосодержание x_0 и энтальпию I_0 свежего воздуха: $x_0 = 0,0092$ кг влаги/кг сухого воздуха; $I = 41,9$ кДж/кг сухого воздуха.

При нагревании воздуха до температуры $t_1 = 130^\circ\text{C}$ его энтальпия увеличивается до $I_1 = 157$ кДж/кг; так как нагрев сушильного агента осуществляется через стенку влагосодержание остается постоянным: $x_0 = x_1$. Для определения параметров отработанного воздуха необходимо на диаграмме $I-x$ построить рабочую линию сушки (построение ее описано в расчете барабанной сушилки). Зададим произвольное значение влагосодержания воздуха $x = 0,04$. Соответствующее ему значение энтальпии находим по уравнению (X.12):

$$I = 157 - 192 (0,04 - 0,0092) = 151 \text{ кДж/кг сухого воздуха}$$

Далее проводим линию сушки на диаграмме $I-x$ через две точки с координатами $x_1 = x_0 = 0,0092$ кг/кг, $I_1 = 157$ кДж/кг и $x = 0,04$ кг/кг, $I = 151$ кДж/кг до пересечения с заданным параметром отработанного воздуха $t_2 = 60^\circ\text{C}$. В точке пересечения линии сушки и изотермы 60°C (см.

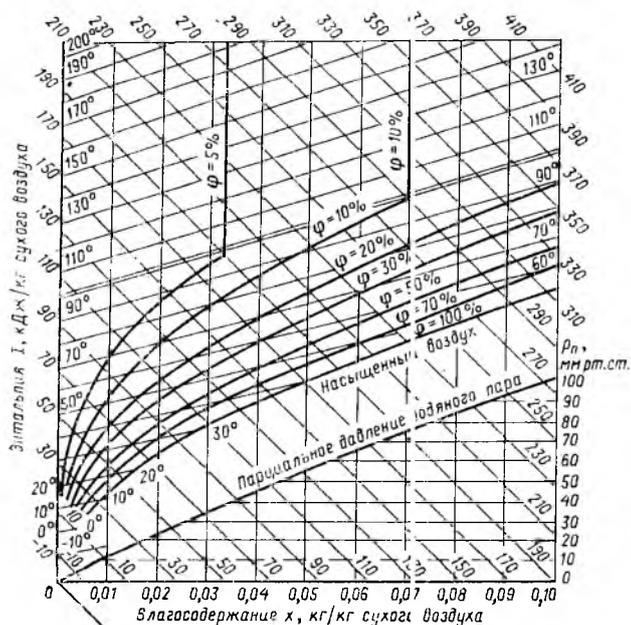


Рис. X.5. Диаграмма состояния влажного воздуха $I-x$

рис. X.5) находим конечное влагосодержание отработанного воздуха $x_2 = 0,035$ кг/кг.

Расход воздуха L на сушку по уравнению (X.14) равен:

$$L = 0,0726 / (0,035 - 0,0092) = 2,81 \text{ кг/с}$$

Средняя температура $t_{\text{ср}}$ воздуха в сушилке:

$$t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2) / 2 = (130 + 60) / 2 = 95^\circ\text{C}$$

Среднее влагосодержание $x_{\text{ср}}$ воздуха в сушилке

$$x_{\text{ср}} = (x_0 + x_2) / 2 = (0,0092 + 0,035) / 2 = 0,0221 \text{ кг влаги/кг сухого воздуха}$$

Средняя плотность воздуха $\rho_{\text{ср}}$ и водяных паров $\rho_{\text{в}}$ равна:

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{с.в.}}}{v_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_{\text{ср}}} = \frac{29}{22,4} \cdot \frac{273}{(273 + 95)} = 0,96 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{\text{в}} = \frac{18}{22,4} \cdot \frac{273}{(273 + 95)} = 0,596 \text{ кг/м}^3$$

Средняя объемная производительность по воздуху V :

$$V = L / \rho_{\text{ср}} + x_{\text{ср}} L / \rho_{\text{в}} \quad (\text{X.33})$$

$$V = 2,81 / 0,96 + 0,0221 \cdot 2,81 / 0,596 = 3,04 \text{ м}^3/\text{с}$$

Далее рассчитывают фиктивную (на полное сечение аппарата) скорость начала псевдооживления $w_{\text{пс}}$:

$$w_{\text{пс}} = \text{Re} \mu_{\text{ср}} / \rho_{\text{ср}} d_a \quad (\text{X.34})$$

где $\text{Re} = \frac{\Delta \rho}{1400 + 5,22 \sqrt{\Delta \rho}}$ — критерий Рейнольдса;

$\Delta \rho = d_a^3 \rho_{\text{ср}} g \rho_{\text{ч}} / \mu_{\text{ср}}^2$ — критерий Архимеда;
 $\mu_{\text{ср}}$ — вязкость воздуха при средней температуре;

$d_a = 1 / \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{d_i}$ — эквивалентный диаметр дисперсных частиц материала;
 n — число фракций;
 m_i — содержание i -й фракции, масс. доли;
 d_i — средний ситовый размер i -й фракции, м.

Рассчитаем d_a :

$$d_a = \frac{1}{\frac{0,25}{\left(\frac{2,0 + 1,5}{2}\right) 10^{-3}} + \frac{0,75}{\left(\frac{1,5 + 1,0}{2}\right) 10^{-3}}} = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Критерий Архимеда

$$\Delta \rho = \frac{(1,35 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 0,96 \cdot 9,8 \cdot 1500}{(2,2 \cdot 10^{-5})^2} = 7,17 \cdot 10^4$$

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{7,17 \cdot 10^4}{1400 + 5,22 \sqrt{7,17 \cdot 10^4}} = 25,6$$

Скорость начала псевдооживления

$$w_{\text{пс}} = \frac{25,6 \cdot 2,2 \cdot 10^{-5}}{0,96 \cdot 1,35 \cdot 10^{-3}} = 0,435 \text{ м/с}$$

Верхний предел допустимой скорости воздуха в псевдооживленном слое определяется скоростью свободного витания (уноса) наиболее мелких частиц. Эта скорость определяется по уравнению (X.32).

Критерий Архимеда для частиц песка диаметром 1 мм равен

$$Ar = \frac{(10^{-3})^3 \cdot 0,96 \cdot 9,8 \cdot 1500}{(2,2 \cdot 10^{-5})^2} = 2,91 \cdot 10^4$$

Скорость свободного витания (уноса):

$$\omega_{св} = \frac{2,2 \cdot 10^{-3}}{10^{-3} \cdot 0,96} \left(\frac{2,91 \cdot 10^4}{18 + 0,575 \sqrt{2,91 \cdot 10^4}} \right) = 5,75 \text{ м/с}$$

Рабочая скорость ω сушильного агента выбирается в пределах от $\omega_{пс}$ до $\omega_{св}$. Эта скорость зависит от предельного числа псевдооживления $K_{пр} = \omega_{св}/\omega_{пс}$: если $K_{пр}$ превышает 40—50, то рабочее число псевдооживления $K_{\omega} = \omega/\omega_{пс}$ рекомендуется выбирать в интервале от 3 до 7; если $K_{пр}$ меньше 20—30, то значение K_{ω} можно выбирать в интервале от 1,5 до 3. В рассматриваемом расчете $K_{пр} = 5,75/0,435 = 13,2$. Примем $K_{\omega} = 2,3$. Тогда рабочая скорость сушильного агента равна:

$$\omega = K_{\omega} \omega_{пс} = 2,3 \cdot 0,435 = 1,0 \text{ м/с}$$

Диаметр сушилки d определяют из уравнения расхода (X.27):

$$d = \sqrt{3,04/0,785 \cdot 1} = 1,97 \text{ м} \approx 2 \text{ м}$$

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ КИПАЮЩЕГО СЛОЯ

Высота кипящего слоя высушиваемого материала может быть определена на основании экспериментальных данных по кинетике как массо-, так и теплообмена. Ниже приводится расчет высоты кипящего слоя, необходимой для удаления свободной влаги (что имеет место в нашем случае), двумя указанными методами.

Приравнявая уравнения материального баланса и массоотдачи, получим:

$$dM = \omega \rho_{ср} S dx = \beta_y (x^* - x) dF \quad (X.35)$$

где M — производительность сушилки по испарившейся влаге, кг/с; S — поперечное сечение сушилки, м²; x , x^* — рабочее и равновесное влагосодержания воздуха, кг влаги/кг сухого воздуха; F — поверхность высушиваемого материала, м²; $\rho_{св}$ — плотность сухого воздуха при средней температуре в сушилке, кг/м³.

При условии шарообразности частиц заменим поверхность высушиваемого материала dF на $dF = [6(1 - \varepsilon)/d_3] S dh$, где h — высота псевдооживленного слоя, м. Разделяя переменные и интегрируя полученное выражение, при условии постоянства температур частиц по высоте слоя находим:

$$\frac{x^* - x_2}{x^* - x_0} = \exp \left[- \frac{\beta_y}{\omega \rho_{ср}} \cdot \frac{6(1 - \varepsilon)}{d_3} h \right] \quad (X.36)$$

Равновесное содержание влаги в сушильном агенте x^* определяем по $I - x$ диаграмме как абсциссу точки пересечения рабочей линии сушки с линией постоянной относительной влажности $\varphi = 100\%$. Величина $x^* = 0,0438$ кг/кг. При этом левая часть уравнения (X.36) равна:

$$\frac{x^* - x_2}{x^* - x_0} = \frac{0,0438 - 0,035}{0,0438 - 0,0092} = 0,254$$

Порозность псевдооживленного слоя ε при известном значении рабочей скорости может быть вычислена по формуле [4]:

$$\varepsilon = \left(\frac{18Re + 0,36Re^2}{Ar} \right)^{0,21}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega d_3 \rho_{ср}}{\mu_{ср}} = \frac{1,0 \cdot 1,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96}{2,2 \cdot 10^{-5}} = 58,9$$

Критерий $Ar = 7,17 \cdot 10^4$ (см. выше). Тогда

$$\varepsilon = \left(\frac{18 \cdot 58,9 + 0,36 \cdot 58,9^2}{7,17 \cdot 10^4} \right)^{0,21} = 0,486 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Коэффициент массоотдачи β_y определяют на основании эмпирических зависимостей; при испарении поверхностной влаги он может быть рассчитан с помощью уравнения [7]:

$$Nu'_y = 2 + 0,51 Re^{0,52} Pr'_y{}^{0,33} \quad (X.37)$$

где $Nu'_y = \beta_y d_3^*/D$ — диффузионный критерий Нуссельта; $Pr'_y = \mu/\rho D$ — диффузионный критерий Прандтля.

Коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при средней температуре в сушилке D (м²/с) равен:

$$D = D_{20} \left(\frac{T_0 + t_{ср}}{T_0} \right)^{3/2} \quad (X.38)$$

Коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при 20 °С $D_{20} = 21,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с [1]. Тогда

$$D = 21,9 \cdot 10^{-6} \left(\frac{273 + 96}{273} \right)^{3/2} = 3,44 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Pr'_y = \frac{2,2 \cdot 10^{-5}}{0,96 \cdot 3,44 \cdot 10^{-5}} = 0,67$$

Коэффициент массоотдачи из уравнения (X.37) равен:

$$\beta_y = \frac{D}{d_3} (2 + 0,51 Re^{0,52} Pr'_y{}^{0,33}) \quad (X.39)$$

$$\beta_y = \frac{3,44 \cdot 10^{-5}}{1,35 \cdot 10^{-3}} (2 + 0,51 \cdot 58,9^{0,52} \cdot 0,67^{0,33}) = 0,145 \text{ м/с}$$

Подставляя вычисленные значения в уравнение (X.36), определим высоту псевдооживленного слоя высушиваемого материала h :

$$0,254 = \exp \left(- \frac{0,145}{1 \cdot 0,96} \cdot \frac{6(1 - 0,486)}{1,35 \cdot 10^{-3}} h \right)$$

откуда $h = 4 \cdot 10^{-3}$ м.

Проверим правильность определения величины h по опытным данным для теплоотдачи в псевдооживленных слоях. Приравняем уравнение теплового баланса и уравнение теплоотдачи:

$$dQ = \omega \rho_{ср} c S dt = \alpha (t - t_M) dF \quad (X.40)$$

где c — теплоемкость воздуха при средней температуре, равная 1000 Дж/(кг·К); α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); t — температура газа, °С; t_M — температура материала, °С.

Сделав преобразования, приведенные выше, получим:

$$\frac{t_2 - t_M}{t_1 - t_M} = \exp \left[- \frac{\alpha}{\omega \rho_{ср}} \cdot \frac{6(1 - \varepsilon)}{d_3} h \right] \quad (X.41)$$

Сначала определим высоту псевдооживленного слоя, необходимую для испарения поверхностной влаги материала. В уравнении (X.41) высота псевдооживленного слоя h является той же самой величиной, что и рассчитанная по уравнению (X.36). Принимая модель полного перемешивания материала в псевдооживленном слое, можно считать температуру материала равной температуре мокрого термо-

метра. Последнюю находим по параметрам сушильного агента с помощью $t-x$ диаграммы. Она равна $t_m = 38^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи α определяют на основании экспериментальных данных. Можно пользоваться следующими уравнениями [4]:

для $Re < 200$

$$Nu = 1,6 \cdot 10^{-2} (Re/\varepsilon)^{1,3} Pr^{0,33} \quad (X.42)$$

для $Re \geq 200$

$$Nu = 0,4 (Re/\varepsilon)^{0,67} Pr^{0,33} \quad (X.43)$$

где $Nu = \alpha d_0/\lambda$ — критерий Нуссельта; $Pr = c_p/\lambda$ — критерий Прандтля; λ — коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре, Вт/(м·К) [1].

Коэффициент теплоотдачи для рассматриваемого случая ($Re = 58,9 < 200$) равен:

$$\begin{aligned} \alpha &= 1,6 \cdot 10^{-2} \frac{\lambda}{d_0} \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{1,3} Pr^{0,33} = \\ &= 1,6 \cdot 10^{-2} \frac{0,032}{1,35 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{58,9}{0,486} \right)^{1,3} \times \\ &\times \left(\frac{1000 \cdot 2,2 \cdot 10^{-5}}{0,032} \right)^{0,33} = 171 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \end{aligned}$$

Подставляя найденные значения в уравнение (X.41), определим высоту псевдооживленного слоя, необходимую для испарения влаги:

$$\frac{60 - 38}{130 - 38} = \exp \left(- \frac{171}{1 \cdot 1000 \cdot 0,96} \cdot \frac{6(1 - 0,486)}{1,35 \cdot 10^{-3}} h \right)$$

откуда $h = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м.

Сравнивая величины, рассчитанные на основании опытных данных по массоотдаче ($h = 4 \cdot 10^{-3}$ м) и по теплоотдаче ($h = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м), можно заключить, что они удовлетворительно совпадают.

Рабочую высоту псевдооживленного слоя H определяют путем сравнения рассчитанных величин с высотой, необходимой для гидродинамически устойчивой работы слоя и предотвращения каналообразования в нем. Разница между этими высотами зависит от того, каким (внешним или внутренним) диффузионным сопротивлением определяется скорость сушильного процесса и насколько велико это сопротивление.

В случае удаления поверхностной влаги (первый период сушки) гидродинамически стабильная высота обычно значительно превышает рассчитанную по кинетическим закономерностям. При этом высоту псевдооживленного слоя H определяют, исходя из следующих предпосылок. На основании опыта эксплуатации аппаратов с псевдооживленным слоем установлено, что высота слоя H должна быть приблизительно в 4 раза больше высоты зоны гидродинамической стабилизации слоя $H_{ст}$, т. е. $H \approx 4H_{ст}$. Высота $H_{ст}$ связана с диаметром отверстий распределительной решетки d_0 соотношением $H_{ст} \approx 20d_0$; следовательно, $H \approx 80d_0$.

Диаметр отверстий распределительной решетки выбирают из ряда нормальных размеров, установленного ГОСТ 6636—69 (в мм):

2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6

Выберем диаметр отверстий распределительной решетки $d_0 = 2,5$ мм. Тогда высота псевдооживленного слоя $H = 80 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,2$ м.

Число отверстий n в распределительной решетке определяют по уравнению:

$$n = 4SF_c/\pi d_0^2 = d^2 F_c/d_0^2 \quad (X.44)$$

где S — сечение распределительной решетки, численно равное сечению сушилки, м²; F_c — доля живого сечения решетки, принимаемая в интервале от 0,02 до 0,1.

Приняв долю живого сечения $F_c = 0,05$, найдем число отверстий в распределительной решетке: $n = 2^2 \cdot 0,05/0,0025^2 = 32\ 000$.

Рекомендуется применять расположение отверстий в распределительной решетке по углам равнобедренных треугольников. При этом поперечный шаг t' и продольный шаг t'' вычисляют по следующим соотношениям:

$$t' = 0,95 d_0 n^{-0,5} \quad (X.45) \quad t'' = 0,866 t' \quad (X.46)$$

Откуда

$$t' = 0,95 \cdot 0,0025 \cdot 0,04^{-0,5} = 0,0133 \text{ м}$$

$$t'' = 0,866 \cdot 0,0133 = 0,0115 \text{ м}$$

Высоту сепарационного пространства сушилки с псевдооживленным слоем H_c принимают в 4—6 раз больше высоты псевдооживленного слоя: $H_c = 5H = 5 \cdot 0,2 = 1$ м.

При отсутствии опытных данных по кинетике тепло- или массообмена можно пользоваться объемным напряжением сушилок с псевдооживленным слоем по влаге A_v . В табл. X.4 приводятся сведения о напряжениях по влаге A_v для некоторых материалов.

Проверим соответствие рассчитанного значения высоты псевдооживленного слоя с экспериментальными данными, полученными при сушке песка. Из табл. X.4 напряжение по влаге $A_v = 435 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{ч)} = 0,121 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{с)}$. Объем псевдооживленного слоя V_k равен:

$$V_k = W/A_v = 0,0726/0,121 = 0,6 \text{ м}^3$$

Высота псевдооживленного слоя H :

$$H = \frac{V_k}{0,785 d^2} = \frac{0,6}{0,785 \cdot 2^2} = 0,191 \text{ м}$$

Как видим, рассчитанная высота псевдооживленного слоя и найденная на основании опытных данных хорошо согласуются.

2.3. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ СУШИЛКИ

Основную долю общего гидравлического сопротивления сушилки ΔP составляют гидравлическое сопротивление псевдооживленного слоя $\Delta P_{пс}$ и решетки ΔP_p :

$$\Delta P = \Delta P_{пс} + \Delta P_p \quad (X.47)$$

Величину $\Delta P_{пс}$ находят по уравнению

$$\Delta P_{пс} = \rho_4 (1 - \varepsilon) g H \quad (X.48)$$

$$\Delta P_{пс} = 1500 (1 - 0,486) 9,8 \cdot 0,2 = 1511 \text{ Па}$$

Для удовлетворительного распределения газового потока необходимо соблюдать определенное соотношение между гидравлическими сопротивлениями слоя и решетки. Минимально допустимое гидравлическое сопротивление решетки $\Delta P_{p \min}$ может быть вычислено по формуле

$$\Delta P_{p \min} = \Delta P_{пс} \frac{K_w^2 (\varepsilon - \varepsilon_0)}{(K_w^2 - 1)(1 - \varepsilon_0)} \quad (X.49)$$

Таблица X.4. Опытные данные по сушке некоторых материалов в псевдооживленном слое

Материал	Размеры частиц, мм	ω_n , %	ω_k , %	t_1 , °C	t_2 , °C	A_{01} , кг/(м ² ·ч)
Песок	—	10	0,5	900	120	435
Ильменит	0—0,3	3,7	0,03	400—300	130—160	103—167
Уголь	0—6	20	2	650	80	2900
	0—10	14,5	4,8	410	70	2500
	6—13	25—28	2—4	600	60	1500—1750
	—	22	8,5	436	63	1500
Хлорид калия	—	16	0,15	700	120	900
Перманганат калия	0,5—1,2	7—8	0,2—0,3	180	70	60—70
Сульфат железа	0,25—1,0	48,5	19,2	400	125	412
Сульфат аммония	—	2,5—3	0,1—0,7	150	60	300—500
	0,25	4	0,2	200	70	48,4
	0,8	2	0,2	150	100	61,4
	0,25	0,8	0,2	100	80	3,5
Комбинированные удобрения РК	0—4,6	4—11	2,6—6,6	80—200	65—98	28—128
Бензолсульфамид	—	18,9	2,4	100	46—50	118
Карбонат бария	—	45	1	380	100	70
Адипиновая кислота	—	5,6	0,27	130	77	27,3
Себаценовая кислота	—	9,8	0,09	100	42	43
2-Аминофенол	—	12	0,5	110	65	4,4
Полистирол эмульсионный	—	33,0	0,67	138	58	24,5
Полвинилбутираль	—	20,0	1,0	118	50	15,2
Хлорированный поливинилхлорид	—	66	0,5	120	60	6,4

Порозность неподвижного слоя ϵ_0 для шарообразных частиц принимают равной 0,4. Подставив соответствующие значения, получим:

$$\Delta P_{p \min} = 1511 \frac{2,3^2}{(2,3^2 - 1)} \left(\frac{0,486 - 0,4}{1 - 0,486} \right) = 312 \text{ Па}$$

Определим гидравлическое сопротивление выбранной решетки:

$$\Delta P_p = \xi \left(\frac{w}{F_c} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{ср}}{2} \quad (X.50)$$

Коэффициент сопротивления решетки $\xi = 1,5$. Тогда

$$\Delta P_p = 1,75 \left(\frac{1}{0,05} \right)^2 \cdot \frac{0,96}{2} = 336 \text{ Па}$$

Значение $\Delta P_p = 336$ Па превышает минимально допустимое гидравлическое сопротивление решетки $\Delta P_{p \min}$. В противном случае, т. е. когда $\Delta P_p < \Delta P_{p \min}$, необходимо выбрать другую долю живого сечения распределительной решетки. Общее гидравлическое сопротивление сушилки в соответствии с уравнением (X.47) равно: $\Delta P = 1511 + 336 = 1847$ Па.

Зная суммарное гидравлическое сопротивление сушилки и газоочистной аппаратуры (циклоны, скрубберы мокрой очистки, рукавные фильтры

и т. д.) и производительность по сушильному агенту, выбирают вентиляционное оборудование (см. гл. I).

Расчеты размеров пылеосадительных устройств, топков, питателей, конвейеров, пневмотранспорта приведены в литературе [8—11].

ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1981. 560 с.
2. Сушильные аппараты и установки. Каталог НИИХИММАШ, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. 3-е изд. М. 1975. 64 с.
3. Аппараты с вращающимися барабанами общего назначения. Основные параметры и размеры. ГОСТ 11875—79.
4. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., Химия, 1973. 754 с.
5. Лыков М. В. Сушка в химической промышленности. М., Химия, 1970. 429 с.
6. Лебедев П. Д., Шукин А. А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. М., Энергия, 1970. 408 с.
7. Плановский А. Н., Муштаев В. И., Ульянов В. М. Сушка дисперсных материалов в химической промышленности. М., Химия, 1979. 287 с.
8. Канторович З. Б. Машины химической промышленности (т. I). Машгиз, 1957. 568 с.
9. Исламов М. Ш. Печи химической промышленности. Л., Химия, 1975. 432 с.
10. Ужов В. Н. Борьба с пылью в промышленности. М., Гое, химиздат, 1962. 185 с.
11. Лебедев П. Д. Расчет и проектирование сушильных установок. М., Госэнергоиздат, 1963. 319 с.

Глава XI

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- c — удельная теплоемкость, кДж/(кг·К);
 D, d — диаметр, м;
 E — эксергия, кДж;
 F — площадь поверхности теплообмена, м²;
 f — кратность циркуляции;
 g — плотность орошения, кг/(м²·с);
 Z — приведенные затраты, руб./год;
 I, i — энтальпия, кДж/кг;
 k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

- K — капитальные затраты, руб.;
 L, l — длина, определяющий размер, м;
 m — массовый расход, кг/с;
 N — мощность, кВт;
 n — число труб;
 P — давление, МПа;
 ΔP — гидравлическое сопротивление, кПа;
 Q — тепловая нагрузка, кВт;
 Q_0 — холодопроизводительность, кВт;
 q — удельное количество теплоты, кДж/кг;
 q_F — плотность теплового потока, Вт/м²;

R — флегмовое число;
 r — удельная теплота парообразования, кДж/кг;
 S — площадь поперечного сечения, м²;
 s — удельная энтропия, кДж/(кг·К);
 T — абсолютная температура, К;
 t — температура, °С;
 Δt — разность температур, °С;
 θ — температурный напор, °С;
 v — удельный объем, м³/кг;
 V — объемная производительность, м³/с;
 w — скорость, м/с;
 z — число ходов;
 x, y — массовая концентрация, кг/кг;
 ϵ — холодильный коэффициент;
 ζ — тепловой коэффициент;
 η — коэффициент полезного действия, степень термодинамического совершенства;
 λ — теплопроводность, Вт/(м·К);
 φ — относительная влажность;
 τ — длительность работы оборудования;
 ν — кинематическая вязкость, м²/с;
 μ — динамическая вязкость, Па·с;
 ρ — плотность, кг/м³;
 β — коэффициент объемного расширения, К⁻¹;
 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 Nu — критерий Нуссельта;
 Re — критерий Рейнольдса;
 Pr — критерий Прандтля;
 Gr — критерий Грасгофа.
 Индексы нижние:
 0 — кипение;
 1, 2, 3 — порядковый номер;
 а — абсорбер, аммиак;
 в — вода;
 вс — всасывание;
 вн — внутренний диаметр;
 вх — воздух;
 г — генератор;
 гр — греющий пар;
 дф — дефлегматор;
 дв — электродвигатель;
 д — действительный;
 ж — жидкий;
 е — энергетический;
 из — изоляция;
 к — конденсация;
 н — наружный;
 о. с — окружающая среда;
 ст — стенка;
 т — теоретический;
 т. р — теплообменник растворов;
 т. п — теплообменник паровой;
 х — хладоноситель;
 э — электрический;
 max — максимальный;
 min — минимальный.
 Индексы верхние:
 в — воздух;
 кд — конденсатор;
 к — компрессор;
 тр — трение;
 и — жидкость и пар в состоянии насыщения.

ВВЕДЕНИЕ

Холодильная установка представляет собой комплекс машин и аппаратов, используемых для получения и стабилизации в охлаждаемых объектах температур ниже, чем в окружающей среде. Установка состоит из одной или нескольких холодильных машин, оборудования для отвода тепла в окружающую среду, системы распределения и использования холода.

В зависимости от величины тепловой нагрузки на холодильную установку, разнообразия объектов охлаждения, типа холодильных машин и вида потребляемой энергии используется либо централизованная, либо локальная система хладоснабжения. Централизованная система предполагает использование единого комплекса машин и аппаратов для выработки холода различных параметров и его распределения. Система может включать отдельные агрегатированные холодильные машины или представлять комбинацию холодильного оборудования, имеющего общие или взаимозаменяемые элементы, например, блок конденсаторов, ресиверы, коммуникации рабочего тела холодильной машины. Как правило, при проектировании централизованной холодильной установки используется система охлаждения технологических объектов промежуточным тепло-

носителем. Такой вариант хладоснабжения по сравнению с непосредственным охлаждением потребителей холода рабочим телом холодильной машины предполагает некоторое увеличение энергозатрат, однако позволяет упростить технологическую схему, обеспечивает удобство монтажа и обслуживания оборудования, безопасность и надежность его эксплуатации. Изолированность контура рабочего тела холодильной машины допускает применение аммиака как наиболее дешевого и термодинамически эффективного рабочего тела.

Для отвода тепла в окружающую среду обычно применяется система оборотного водоохлаждения. В целом централизованная система хладоснабжения обеспечивает высокую степень надежности при меньшем резерве оборудования и меньшей численности обслуживающего персонала.

При небольших тепловых нагрузках, существенной разбросанности объектов охлаждения, а также при непосредственном включении элементов холодильного цикла в схему основного производства, например, при газоразделении, целесообразно использовать локальную систему получения холода с непосредственным охлаждением объектов рабочим телом холодильной машины. При этом несколько снижаются энергетические затраты. В холодильных установках, применяемых в химической промышленности, используют почти все типы холодильных машин, но наибольшее распространение получили паровые компрессионные и абсорбционные. Как показывает технико-экономический анализ [1, 8, 11], применение абсорбционных холодильных машин обосновано при использовании вторичных энергетических ресурсов в виде дымовых и отработанных газов, факельных сбросов газа, продуктов технологического производства, отработанного пара низких параметров. В ряде производств экономически выгодно комплексное использование машин обоих типов при создании энерготехнологических схем.

Расчет холодильной установки включает следующие стадии: расчет холодильного цикла, тепловые расчеты, подбор холодильного оборудования и расчет коммуникаций контура рабочего тела, расчет систем хладоносителя и оборотного водоохлаждения, расчет тепловой изоляции низкотемпературных аппаратов и трубопроводов, оценка энергетической эффективности холодильной установки и ее технико-экономический анализ.

В настоящем пособии приводятся два варианта расчета холодильных установок на основе паровой компрессионной и абсорбционной холодильных машин и дается сравнительный технико-экономический анализ этих вариантов хладоснабжения.

1. РАСЧЕТ КОМПРЕССИОННОЙ ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Задание на проектирование. Рассчитать компрессионную холодильную установку для отвода теплоты реакции полимеризации в производстве поливинилхлорида при следующих условиях:

производительность аппаратов полимеризации по исходному сырью (мономеру) $G = 1,5$ т/ч;

степень превращения мономера $\eta_{пр} = 0,65$;
 температура хладоносителя на входе в аппарат полимеризации $t_{х2} = -20 \pm 1$ °С;

система хладоснабжения — централизованная с промежуточным хладоносителем;

система водоохлаждения — обратная с вентиляторными градирнями;

климатические данные местности (г. Волгоград):

среднемесячная температура июля $t_{ср}^B = +24,7$ °С;

средняя относительная влажность $\varphi_{ср}^B = 50$ %;
 рабочее тело холодильной машины — аммиак (R717);

вид энергии и источник энергоснабжения — электроэнергия конденсационной электростанции (КЭС).

Схема установки. Схема холодильной установки включает три контура: контур промежуточного хладоносителя для отвода тепла от охлаждаемых объектов, аммиачный контур холодильной машины и систему оборотного водоохлаждения для передачи тепла атмосферному воздуху (рис. XI.1).

Процесс полимеризации винилхлорида осуществляется непрерывно в автоклавах I с мешалкой. Теплота процесса отводится охлаждающей средой, циркулирующей через рубашечное пространство автоклава и мешалку. Аппараты полимеризи-

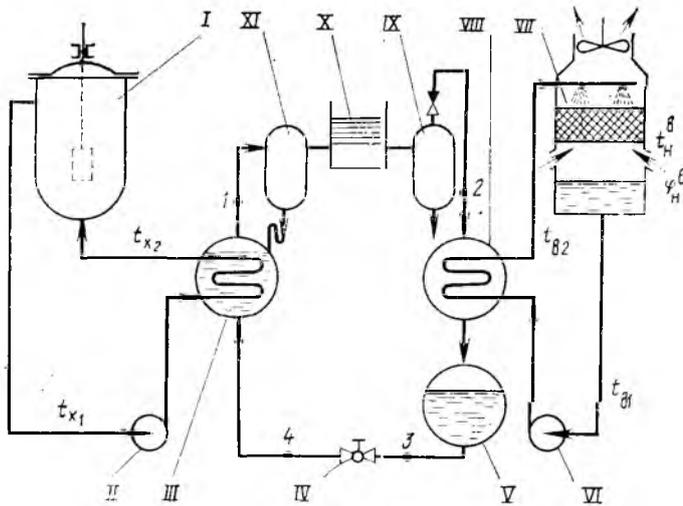


Рис. XI.1. Схема компрессионной паровой холодильной установки:

I — технологический аппарат; II — насос для циркуляции хладагителя; III — испаритель; IV — дроссельное устройство; V — ресивер; VI — насос для циркуляции воды; VII — вентиляционная градирня; VIII — конденсатор; IX — маслоотделитель; X — компрессор; XI — отделитель жидкости.

защиты устанавливаются в помещениях основного производства и связаны коммуникациями с машинно-аппаратным отделением холодильной установки, которая размещается в специальном здании.

Контур рабочего тела аммиачной компрессионной холодильной машины включает основное холодильное оборудование (компрессоры X, конденсаторы VIII, испарители III, автоматические дроссельные устройства IV) и вспомогательные аппараты (отделители жидкости XI, маслоотделители IX, ресиверы V, приборы автоматического регулирования и контроля, арматуру). Пары аммиака из испарителя III отсасываются компрессором X и нагнетаются в конденсатор VIII, где сжижаются, отдавая тепло охлаждающей воде. Жидкий аммиак через дроссельное устройство IV подается в испаритель, где превращается в пар, воспринимая тепло.

Поток пара, уходящий из испарителя, обычно содержит капли жидкого аммиака; попадание их в цилиндры компрессоров создает опасность аварийного режима работы, особенно при пуске отпеленного испарителя или при резком возрастании тепловой нагрузки. Чтобы предотвратить всасывание влажного пара, на линии между испарителем и компрессором установлено сепарационное устройство XI (отделитель жидкости). В потоке пара из компрессора содержится значительное количество смазочного масла. Масляная пленка, попадающая на поверхности теплообменных аппаратов, заметно ухудшает интенсивность теплообмена. В маслоотделителе IX большая часть масла задерживается и по мере накопления возвращается в картер компрессора.

Обратный клапан разгружает компрессор от высокого давления нагнетания при автоматической остановке, а также защищает от прорыва аммиака в рабочее помещение при авариях. Расположенный ниже конденсатора линейный ресивер является сборником конденсата и выполняет две функции: сохраняет теплообменную поверхность конденсатора незатопленной и создает запас рабочего тела для компенсации неравномерности расхода жидкости при колебаниях тепловой нагрузки. Автоматическое дроссельное устройство IV постоянно обеспечивает оптимальное заполнение испарителя жидкостью, обычно на уровне верхнего ряда труб. Тепло конденсации аммиака отводится охлаждающей водой, циркулирующей в оборотной системе. Подогретая в конденсаторе вода подается на орошение насадки вентиляционной градирни VII. Охлажденная вода отсасывается насосом VI и подается в трубное пространство конденсатора VIII.

1.1. РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛА

Расчет цикла холодильной машины заключается в определении параметров рабочего тела в узловых точках и исходных данных для проектирования или подбора оборудования.

Режим работы холодильной машины определяется прежде всего внешними условиями: параметрами

окружающей среды, температурой охлаждаемого объекта и стабильностью тепловой нагрузки во времени. Отличительной особенностью холодильных машин является сильная зависимость режима работы от параметров окружающей среды: температуры и влажности атмосферного воздуха. В связи с этим следует различать расчетный и эксплуатационные режимы работы холодильной установки. Расчетный режим определяется условиями самого жаркого месяца для данной местности (обычно июля) и используется для подбора холодильного оборудования. Эксплуатационные режимы зависят от времени года и служат для расчета фактических энергетических затрат на производство холода.

Расчетную температуру атмосферного воздуха находят по среднемесячной температуре июля с учетом влияния максимальных температур в данной местности [14]:

$$t_n^B = t_{cp}^B + 0,25t_{max} = 24,7 + 0,25 \cdot 42 = 35^\circ\text{C}$$

Расчетную относительную влажность наружного воздуха φ_n^B находят по расчетной температуре t_n^B и влагосодержанию воздуха x_{cp} , определенному по среднемесячным значениям параметров атмосферного воздуха для июля. По диаграмме I — x влажного воздуха находим $\varphi_n^B = 33\%$. Информация о температуре и влажности атмосферного воздуха и расчетные значения этих параметров для городов СССР приведены в СНиП II-A.6.—72 [14]. По известным значениям t_n^B и φ_n^B находят температуру охлаждающей воды и затем температуру конденсации аммиака. Температура воды, охлажденной в градирне и подаваемой в конденсатор холодильной машины, равна

$$t_{B1} = t_{нм}^B + \frac{\Delta t_n}{\eta_{гп}} = 22,2 + \frac{4}{0,85} = 27^\circ\text{C}$$

где $t_{нм}^B$ — температура наружного воздуха по мокрому термометру (по I — x диаграмме влажного воздуха при $t_n^B = 35^\circ\text{C}$ и $\varphi_n^B = 33\%$); Δt_n — температура охлаждения воды в вентиляционных градирнях (обычно в пределах 3,5—5 °C [9]); $\eta_{гп}$ — коэффициент эффективности водоохлаждающего устройства (для вентиляционных градирен 0,75—0,85).

Температура воды на выходе из конденсатора равна

$$t_{B2} = t_{B1} + \Delta t_B^{кд} = 27 + 4 = 31^\circ\text{C}$$

Подогрев воды в конденсаторе $\Delta t_B^{кд}$ можно принять равным Δt_n , пренебрегая эффектом смешения оборотной и свежей воды, добавляемой для компенсации ее убыли вследствие испарения в градирне. Температуру конденсации аммиака находим, принимая минимальную разность температур в пределах 3—5 °C:

$$t_k = t_{B2} + \Delta t_{min}^{кд} = 31 + 4 = 35^\circ\text{C}$$

что обеспечивает рекомендуемую [3, 9] для аммиачных конденсаторов плотность теплового потока $q_F^{кд} = (4—6) \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$.

Температура охлаждаемого объекта определяется температурой хладагителя, подаваемого в технологический аппарат, $t_{x2} = -20^\circ\text{C}$. Принимая минимальную разность температур в аммиачных испарителях в пределах 3—5 °C, находим температуру кипения аммиака:

$$t_0 = t_{x2} - \Delta t_{min}^H = -20 - 4 = -24^\circ\text{C}$$

Температуры кипения и конденсации являются основными внутренними параметрами, определяющими схему и режим работы паровой компрессионной холодильной машины.

По диаграмме $i - \lg p$ (с. 186) находим давление паров аммиака в испарителе и конденсаторе:

$$P_0 = 0,159 \text{ МПа (при } t_0 = -24^\circ\text{C)}$$

$$P_k = 1,35 \text{ МПа (при } t_k = 35^\circ\text{C)}$$

Степень повышения давления в компрессоре $P_k/P_0 = 1,35/0,159 = 8,5$; разность давлений $P_k - P_0 = 1,350 - 0,159 = 1,191 \text{ МПа}$. Для поршневых компрессоров новой градации (ОСТ 26.03—943—77) предельная разность давлений $P_k - P_0 \leq 1,67 \text{ МПа}$ [16], что допускает по условию прочности использование схемы паровой компрессионной холодильной машины (ПХМ) с одноступенчатым сжатием пара. Для крупных машин при $P_k/P_0 < 9$ одноступенчатая схема обеспечивает достаточно высокий КПД холодильной машины и допустимые температуры сжатия паров аммиака $t < 160^\circ\text{C}$ [11, 17]. В данном случае принят нерегенеративный цикл без дополнительного переохлаждения жидкого рабочего тела.

Температура жидкого аммиака перед дроссельным устройством принимается на $2-3^\circ\text{C}$ ниже температуры конденсации в результате небольшого переохлаждения в конденсаторах, т. е. $t_3 = t_k - 2 = 35 - 2 = 33^\circ\text{C}$. Для исключения влажного хода компрессора пары аммиака перегреваются на $5-10^\circ\text{C}$ в испарителе и во всасывающем трубопроводе за счет внешних теплопритоков; температура рабочего тела перед компрессором равна $t_1 = t_0 + 5 = -24 + 5 = -19^\circ\text{C}$.

Наносим характерные точки цикла на тепловую диаграмму $s - T$ или $i - \lg P$ для аммиака (рис. XI.2). Последовательность построения цикла следующая. На диаграмму наносят изобары P_k и P_0 и изотермы t_3 (в области жидкости) и t_1 (в области перегретого пара). Далее на пересечении изобары P_k и изотермы t_3 находим состояние рабочего тела перед дросселем — точку 3. Аналогично на пересечении линий $P_0 = \text{const}$ и $t_1 = \text{const}$ находим состояние пара перед компрессором — точку 1. Состояние пара в конце изоэнтропного процесса сжатия (точка 2) находим на пересечении линий $t_1 = \text{const}$ и $P_k = \text{const}$. Состояние рабочего тела после дросселя (точка 4) определяется пересечением линий $i_3 = \text{const}$ и $P_0 = \text{const}$.

На рис. XI.2 показаны основные процессы теоретического цикла машины: изоэнтропное сжатие в компрессоре — процесс 1—2; охлаждение сжатого пара, его конденсация и небольшое переохлаждение в конденсаторе — процесс 2—3; дросселирование — про-

Таблица XI.1. Параметры узловых точек холодильного цикла

Параметры	Точки цикла			
	1	2	3	4
P , МПа	0,159	1,35	1,35	0,159
t , $^\circ\text{C}$	-19	140	33	-24
i , кДж/кг	1664	1992	574	574
v , м ³ /кг	0,757	0,145	$1,69 \cdot 10^{-3}$	—

цесс 3—4; кипение аммиака и перегрев паров в испарителе и коммуникациях — процесс 4—1. Необходимые для расчетов значения параметров узловых точек представлены в табл. XI.1. Данная информация может быть получена без использования тепловых диаграмм, с помощью таблиц термодинамических свойств аммиака на линии насыщения и в области перегретого пара [12]. Удельная массовая холодопроизводительность рабочего тела в цикле

$$q_0 = i_1 - i_4 = 1664 - 574 = 1090 \text{ кДж/кг (XI.1)}$$

Удельная работа изоэнтропного сжатия в компрессоре

$$l_s = i_2 - i_1 = 1992 - 1664 = 328 \text{ кДж/кг (XI.2)}$$

Холодильный коэффициент теоретического цикла

$$\varepsilon_T = q_0/l_s = 1090/328 = 3,32 \text{ (XI.3)}$$

1.2. ПОДБОР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Типовое холодильное оборудование подбирают в определенной последовательности. Вначале по тепловой нагрузке и характеристикам холодильного цикла рассчитывают объемную производительность компрессоров, определяют их тип и требуемое количество (с учетом резерва). Далее из условия работы всех установленных компрессоров определяют нагрузку на теплообменные аппараты и на основании теплового расчета определяют тип и количество испарителей и конденсаторов. Затем выполняют расчет и подбор вспомогательного холодильного оборудования и аммиачных коммуникаций.

Подбор холодильных компрессоров. Тепловую нагрузку на холодильную машину вследствие тепла, выделяющегося при реакции в технологических аппаратах, рассчитывают исходя из заданной производительности по сырью с учетом степени превращения мономера:

$$Q_0^{\text{HT}} = G_m \Delta H \eta_{\text{пр}} \text{ (XI.4)}$$

При $\Delta H = 1450 \text{ кДж/кг}$ (теплота полимеризации винилхлорида [7]) получим:

$$Q_0^{\text{HT}} = \frac{1,5 \cdot 10^3 \cdot 1450}{3600} \cdot 0,65 = 393 \text{ кВт}$$

Холодопроизводительность установки с учетом потерь холода в аппаратах и коммуникациях (обычно 10—15 % для централизованных систем охлаждения [6]) составит

$$Q_0 = 1,1 Q_0^{\text{HT}} = 1,1 \cdot 393 = 432 \text{ кВт}$$

Массовый расход m рабочего тела, необходимый для обеспечения заданной холодопроизводительности, равен:

$$m = Q_0/q_0 = 432/1090 = 0,396 \text{ кг/с (XI.5)}$$

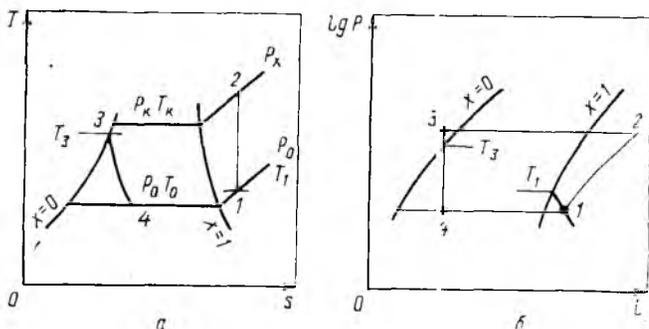


Рис. XI.2. Цикл холодильной машины в диаграммах $s - T$ и $i - \lg P$.

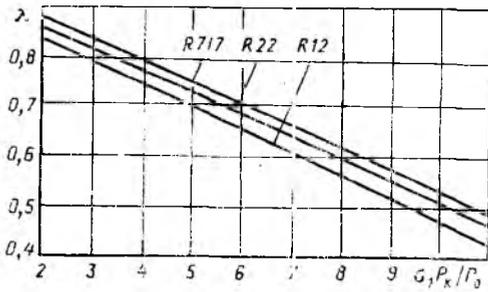


Рис. XI.3. Коэффициенты подачи λ холодильных компрессоров [5].

Необходимая объемная производительность компрессоров по условиям всасывания (точка 1)

$$V_d = mv_1 = 0,396 \cdot 0,757 = 0,300 \text{ м}^3/\text{с} \quad (\text{XI.6})$$

Суммарный объем, описываемый поршнями в единицу времени, находим по соотношению

$$V_h = V_d/\lambda = 0,300/0,592 = 0,507 \text{ м}^3/\text{с} \quad (\text{XI.7})$$

Коэффициент подачи холодильных компрессоров определяем по графикам (рис. XI.3) как функцию степени повышения давления [5].

Теоретическая производительность V_h^k является паспортной характеристикой компрессоров объемного сжатия и служит основой для их подбора. Необходимый суммарный объем V_h можно обеспечить при различных вариантах подбора. Число работающих компрессоров зависит от стабильности тепловой нагрузки установки и должно обеспечить экономичное регулирование холодопроизводительности. Кроме того, для предприятий с непрерывным режимом работы необходимо предусмотреть резерв машинного оборудования. В данном случае выбираем компрессорный агрегат А220-7-2 ($V_h^k = 0,167 \text{ м}^3/\text{с}$ [16]), укомплектованный на базе компрессора П220 унифицированной серии (ОСТ 26.03.943—77). Число работающих агрегатов $n^k = V_h/V_h^k = 0,507/0,167 = 3$. Дополнительно устанавливаем 1 резервный агрегат того же типа. Общее число установленных агрегатов — 4.

Проверим соответствие мощности комплектного электродвигателя марки АОП-2-92-4 условиям расчетного режима.

Действительная объемная производительность одного компрессора П220

$$V_d^k = \lambda V_h^k = 0,592 \cdot 0,167 = 0,099 \text{ м}^3/\text{с} \quad (\text{XI.8})$$

Массовая производительность одного компрессора в расчетном режиме

$$m^k = V_d^k/v_1 = 0,099/0,757 = 0,131 \text{ кг/с}$$

Теоретическая мощность, потребляемая компрессором:

$$N_T^k = m^k l_s = 0,131 \cdot 328 = 42,8 \text{ кВт} \quad (\text{XI.9})$$

Индикаторный КПД компрессора η_i находим как функцию P_k/P_0 . При $P_k/P_0 = 8,5$ $\eta_i = 0,76$ (рис. XI.4). Индикаторная мощность, потребляемая компрессором, равна:

$$N_i^k = N_T^k/\eta_i = 42,8/0,76 = 56,4 \text{ кВт} \quad (\text{XI.10})$$

Мощность, расходуемую на преодоление сил трения в компрессоре, оцениваем по условной величине удельного давления трения $p_i^{тр}$ [5]. Для аммиачных

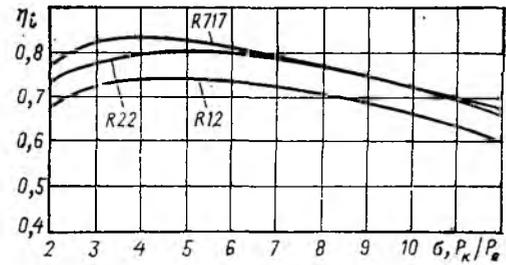


Рис. XI.4. Индикаторный КПД холодильных компрессоров [5].

машин принимают $p_i^{тр} = 60 \cdot 10^3 \text{ Па}$, для фреоновых (R12 и R22) $p_i^{тр} = 40 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Тогда

$$N_{тр}^k = p_i^{тр} V_h^k = 60 \cdot 10^3 \cdot 0,167 \cdot 10^{-3} = 10 \text{ кВт}$$

Эффективная мощность

$$N_e^k = N_i^k + N_{тр}^k = 56,4 + 10 = 66,4 \text{ кВт} \quad (\text{XI.11})$$

Принимая КПД передачи $\eta_{п} = 1$, находим, что коэффициент загрузки комплектного электродвигателя АОП-2-92-4 (номинальная мощность $N = 100 \text{ кВт}$) составит $k_3 = 66,4/100 = 0,664$. Для асинхронного двигателя КПД и $\cos \varphi$ являются функцией k_3 , как показано на рис. XI.5. В данном случае $\eta_{дв} = 0,85$, $\cos \varphi = 0,7$, что находится в пределах рекомендуемых значений для асинхронных электродвигателей.

Электрическая мощность, потребляемая из сети компрессорным агрегатом А220-7-2, равна:

$$N_{э}^k = \frac{N_e^k}{\eta_{п}\eta_{дв}} = \frac{66,4}{1 \cdot 0,85} = 78,1 \text{ кВт} \quad (\text{XI.12})$$

Комплектный электродвигатель в расчетных условиях обеспечивает работу агрегата и сохраняет запас мощности, необходимый для пускового периода работы холодильной установки.

При проектировании неагрегатированной холодильной установки основные теплообменные аппараты (конденсаторы и испарители) подбирают для всей установки и соединяют коллекторами с компрессорами и другим оборудованием. При этом нагрузка на аппараты определяется из условия работы всех установленных компрессоров, включая резервные. Общая схема расчета аппаратов холодильной установки соответствует изложенной в гл. II настоящего пособия.

Массовый расход циркулирующего рабочего тела при четырех работающих компрессорах

$$\sum_{i=1}^4 m_i = m^k n^k = 0,131 \cdot 4 = 0,524 \text{ кг/с}$$

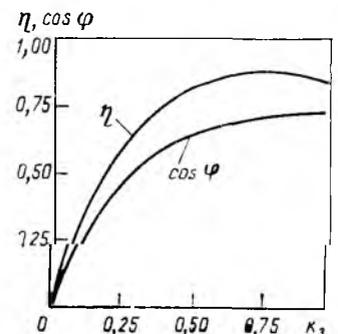


Рис. XI.5. Зависимость КПД и $\cos \varphi$ асинхронного двигателя от коэффициента загрузки k_3 [5].

Тепловая нагрузка на испарители

$$Q_0^n = q_0 \sum_{i=1}^4 m_i = 1090 \cdot 0,524 = 571 \text{ кВт}$$

Тепловую нагрузку на конденсаторы определяют из условия энергетического баланса холодильной установки:

$$Q^{кд} = Q_0^д + n^k N_i^k = 571 + 4 \cdot 56,4 = 796,6 \text{ кВт} \quad (XI.13)$$

При этом расчетная нагрузка $Q^{кд}$ оказывается с некоторым запасом, поскольку в аммиачных компрессорах часть тепла отводится водой, циркулирующей в рубашках компрессора.

Подбор и расчет испарителей. Исходные данные: тепловая нагрузка $Q_0^n = 571$ кВт, температура кипения аммиака $t_0 = -24$ °С; температура хладоносителя на выходе из испарителя $t_{x2} = -20$ °С.

В качестве хладоносителя используем водный раствор хлористого кальция, концентрация которого определяется из условия замерзания раствора до температуры, на 7—10 °С ниже t_0 [9].

Температура начала затвердевания раствора

$$t_3 \leq t_0 - (7 - 10^\circ\text{C}) = -24 - (10) = -34^\circ\text{C}$$

Выбираем раствор концентрацией соли $x = 26,6$ % (масс.), $t_3 = -34,6$ °С, плотностью при 15 °С, равной $\rho_{15} = 1250$ кг/м³.

При закрытой системе охлаждения обычно используют горизонтальные кожухотрубные испарители, в которых температура хладоносителя снижается на 3—6 °С. Примем $\Delta t_x = 3$ °С; тогда температура хладоносителя на входе в испаритель $t_{x1} = t_{x2} + \Delta t_x = -20 + 3 = -17$ °С.

Средний температурный напор в испарителях находим, упрощая уравнение (II.6) для случая $t_0 = \text{const}$:

$$\theta_0 = \frac{t_{x1} - t_{x2}}{\ln \frac{t_{x1} - t_0}{t_{x2} - t_0}} = \frac{-17 - (-20)}{\ln \frac{-17 - (-24)}{-20 - (-24)}} = 5,36^\circ\text{C} \quad (XI.14)$$

Средняя температура хладоносителя в испарителе

$$t_x = t_0 + \theta_0 = -24 + 5,36 = -18,64^\circ\text{C}$$

Физические свойства водного раствора хлористого кальция концентрацией $x = 26,6$ % (масс.) при $t_x = -18,64$ °С [17] следующие: плотность $\rho_x = 1258$ кг/м³, вязкость $\nu = 8,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с, теплоемкость $c_x = 2,79$ кДж/(кг·К), теплопроводность $\lambda = 0,51$ Вт/(м·К), коэффициент объемного расширения $\beta = 3,4 \cdot 10^{-4}$ К⁻¹. Коэффициент теплопередачи аммиачных кожухотрубных испарителей колеблется в пределах 250—580 Вт/(м²·К), в зависимости от плотности, температуры и скорости хладоносителя [17]. Для данных условий примем ориентировочно $K = 350$ Вт/(м²·К), тогда плотность теплового потока равна:

$$q_F = K\theta_0 = 350 \cdot 5,36 = 1876 \text{ Вт/м}^2$$

Необходимая поверхность теплообмена составит:

$$F = Q_0^n / q_F = 571 \cdot 000 / 1876 = 304 \text{ м}^2$$

Подбираем [3] два аппарата типа ИКТ-140 ($F_n = 154$ м²). Уточненное значение плотности теплового потока при выбранных условиях определяем по методике, изложенной в главе II. Плотность теплового

потока по внутренней поверхности $q_F^{вн} = 1985$ Вт/м². Тогда плотность теплового потока по среднему диаметру труб равна:

$$q_F = q_F^{вн} \frac{d_{вн}}{d_{ср}} = 1985 \frac{0,019}{0,022} = 1714 \text{ Вт/м}^2$$

Средний коэффициент теплопередачи

$$k = q_F / \theta_0 = 1714 / 5,36 = 320 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

т. е. несколько ниже принятого значения.

Тепловой поток, передаваемый поверхностью двух испарителей ИКТ-140, равен

$$Q_0 = 2F^n q_F = 2 \cdot 154 \cdot 1714 = 528 \text{ кВт}$$

Величина Q_0 меньше холодопроизводительности установки $Q_0^n = 571$ кВт, поэтому устанавливаем два аппарата типа ИКТ-180 [3]. Поскольку технические характеристики испарителей ИКТ-140 и ИКТ-180 различаются только длиной труб, не будем повторно уточнять плотность теплового потока q_F . Найдем суммарный тепловой поток двух испарителей ИКТ-180:

$$Q_0 = 2F^n \cdot q_F = 2 \cdot 193 \cdot 1714 = 662 \text{ кВт}$$

что обеспечивает расчетную холодопроизводительность с запасом.

Подбор и расчет конденсаторов. Исходные данные: тепловая нагрузка $Q^{кд} = 796,6$ кВт; температура конденсации аммиака $t_k = 35$ °С; температура воды на входе в аппарат $t_{в1} = 27$ °С, температура воды на выходе из аппарата $t_{в2} = 31$ °С.

При оборотной системе водоснабжения холодильной установки обычно применяют горизонтальные кожухотрубные конденсаторы. Ориентировочно коэффициент теплопередачи для аммиачных аппаратов такого типа $K = 800$ Вт/(м²·К) [5, 17]. Средний температурный напор в конденсаторах

$$\theta_k = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln \frac{t_k - t_{в1}}{t_k - t_{в2}}} = \frac{31 - 27}{\ln \frac{35 - 27}{35 - 31}} = 5,77^\circ\text{C} \quad (XI.15)$$

Плотность теплового потока

$$q_F = K\theta_k = 800 \cdot 5,77 = 4616 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Ориентировочно необходимая поверхность теплообмена составит

$$F = Q^{кд} / q_F = 796 \cdot 600 / 4616 = 172 \text{ м}^2$$

Выбираем [3] два конденсатора КТГ-90 ($F_k = 90$ м²). Уточненное значение плотности теплового потока (по внутренней поверхности) при выбранных условиях $q_F^{вн} = 6125$ Вт/м²; расчетная плотность потока (по среднему диаметру труб)

$$q_F = q_F^{вн} \frac{d_{вн}}{d_{ср}} = 6125 \frac{0,02}{0,0225} = 5444 \text{ Вт/м}^2$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = q_F / \theta_k = 5444 / 5,77 = 943 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

т. е. больше принятого значения $K = 800$ Вт/(м²·К). Тепловой поток, передаваемый поверхностью двух конденсаторов КТГ-90, равен

$$Q = 2F^k q_F = 2 \cdot 90 \cdot 5444 = 980 \text{ кВт}$$

что обеспечивает с запасом тепловую нагрузку конденсаторов $Q^{кд} = 796,6$ кВт.

Подбор вспомогательного оборудования. Вспомогательное оборудование аммиачного контура (мас-

лоотделители, ресиверы, отделители жидкости) подбирают по техническим данным основного холодильного оборудования с учетом эксплуатационных норм. Маслоотделитель выбираем по диаметру нагнетательного патрубка компрессора и проверяем скорость паров в аппарате. Для компрессора П220 диаметр нагнетательного патрубка $d_n = 0,1$ м. В соответствии с этим подбираем [13, 17] маслоотделитель циклонного типа марки 100 МО (диаметр корпуса $D = 0,426$ м). Скорость паров в сосуде не должна превышать 1 м/с [9]. Рассчитаем скорость паров:

$$\omega = \frac{4m^k v_2}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,131 \cdot 0,145}{\pi \cdot 0,426^2} = 0,13 \text{ м/с} < 1 \text{ м/с} \quad (XI.16)$$

где m^k — массовая производительность одного компрессора П220 в условиях расчетного цикла; v_2 — удельный объем паров на линии нагнетания при $P = 1,35$ МПа и температуре нагнетания $t = 140$ °С.

Некоторое количество масла все же уносится в систему и скапливается в нижней части аппаратов, откуда периодически удаляется через маслосорник (на схеме не показан). В холодильной установке данной производительности достаточно использовать один маслосорник марки 300 СМ. В качестве ресиверов используют горизонтальные цилиндрические сосуды.

Емкость линейных ресиверов определяют, исходя из возможности создания запаса аммиака в количестве 45 % емкости испарительной системы с учетом их 50 %-ного заполнения в рабочем режиме [9]:

$$\sum V_{\text{лр}} = \frac{0,45 \sum V^n}{0,5} = \frac{0,45 \cdot 2 \cdot 2,64}{0,5} = 4,75 \text{ м}^3$$

В нашем случае установлены два испарителя ИКТ-180, объем межтрубного пространства каждого испарителя $V^n = 2,64$ м³. Необходимая емкость обеспечивается установкой двух линейных ресиверов марки 2,5 РВ [13, 17].

Емкость дренажного ресивера определяют, исходя из возможности приема жидкого аммиака из наиболее крупного аппарата (в данном случае испарителя) с учетом предельного заполнения не более 80 % объема:

$$\sum V_{\text{др}} = 1,2 V^n = 1,2 \cdot 2,64 = 3,17 \text{ м}^3$$

Устанавливаем один дренажный ресивер марки 3,5 РД емкостью 3,5 м³.

Отделители жидкости устанавливаем после каждого испарителя и подбираем по диаметру парового патрубка испарителя. Для испарителя ИКТ-180 диаметр парового патрубка $d = 150$ мм; устанавливаем отделители жидкости марки 150 ОЖ [13, 17] с паровым патрубком диаметром $d = 150$ мм; диаметр сосуда $D = 800$ мм. Скорость паров в сосуде не должна превышать 0,5 м/с [9]:

$$\omega = \frac{4m^k v_1}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,262 \cdot 0,757}{\pi \cdot 0,8^2} = 0,39 \text{ м/с} < 0,5$$

Массовый расход аммиака через один испаритель в условиях расчетного цикла находим как половину общего массового расхода аммиака в установке:

$$m^n = 0,5 \sum_{i=1}^4 m_i = 0,5 \cdot 0,524 = 0,262 \text{ кг/с}$$

При эксплуатации холодильной установки в верхней части конденсаторов и ресиверов скапливаются неконденсирующиеся газы, обычно воздух. При этом повышается общее давление

в линии нагнетания и ухудшается интенсивность теплообмена в конденсаторах, что в конечном счете приводит к росту затрат энергии. Удаление воздуха осуществляется автоматическим воздухоотделителем (на схеме не показан). Один воздухоотделитель типа АВ-4 обеспечивает удаление воздуха из установки холодопроизводительностью до 1700 кВт [9].

Расчет коммуникаций. После подбора холодильного оборудования формируют монтажно-технологическую схему аммиачного контура холодильной установки, на основании которой определяют длину коммуникаций, число поворотов, переходов и других местных сопротивлений.

Расчет трубопроводов аммиачного контура — это определение категории трубопроводов, выбор вида и материала труб, расчет сечения трубопроводов и проверка фактического падения давления в коммуникациях. Все трубопроводы для аммиака, независимо от давления и температуры, относятся к категории I [9]. При диаметре условного прохода до 40 мм применяют бесшовные холодотянутые трубы, при больших диаметрах — бесшовные горячекатаные. При температуре эксплуатации выше -40 °С используют трубы, изготовленные из стали 20. Диаметры трубопроводов, непосредственно присоединяемых к компрессорам и основным аппаратам, определяют по диаметру выходного патрубка, диаметры общих коммуникаций — по рекомендуемым значениям оптимальной скорости: для паров — 15 м/с, для жидкого аммиака — 0,5 м/с [6, 9]. Общая схема расчета трубопроводов соответствует принятой в гл. I.

Допустимое падение давления на нагнетательном трубопроводе 15 кПа, что соответствует кажущемуся повышению температуры конденсации на 0,5 °С; при этом расход энергии увеличивается на 1 % [9].

Допустимое падение давления на всасывающем трубопроводе составляет 8 кПа, что соответствует кажущемуся понижению температуры кипения на 1 °С; при этом холодопроизводительность снижается на 4 % [9]. Допустимое падение давления на жидкостной линии от ресивера до дроссельного устройства на испарителе составляет 25 кПа [6].

При выборе диаметра трубопроводов аммиачного контура должно соблюдаться условие $\Delta P < \Delta P_{\text{доп}}$.

1.3. РАСЧЕТ КОНТУРА ХЛАДОНОСИТЕЛЯ

При использовании закрытых охлаждаемых аппаратов и кожухотрубных испарителей применяются закрытые двух- или трехтрубная схемы циркуляции, в которых отсутствует свободный уровень хладонносителя, находящийся под атмосферным давлением. В данном случае использована двухтрубная схема (рис. XI.6). Хладонноситель после насосов I направляется в испарители II холодильной установки и далее через расходомер и фильтр III — к подающему коллектору IV, установленному обычно в технологическом цехе.

Поток хладонносителя, охлажденный в испарителях до заданной температуры, разделяется по объектам охлаждения V, где подогревается в рубашках автоклава, поглощая тепло реакции. Потоки подогретого хладонносителя от всех объектов охлаждения объединяются обратным коллектором VII и по общему трубопроводу подаются к насосам. Для компенсации температурных изменений объема хладонносителя установлен расширительный бак в самой верхней точке циркуляционного контура (на 1—2 м выше самого верхнего объекта охлаждения). Расширительный бак соединен с обратным коллектором, избыток хладонносителя при тепловом расширении сливается в приемный бак. В циркуляционном

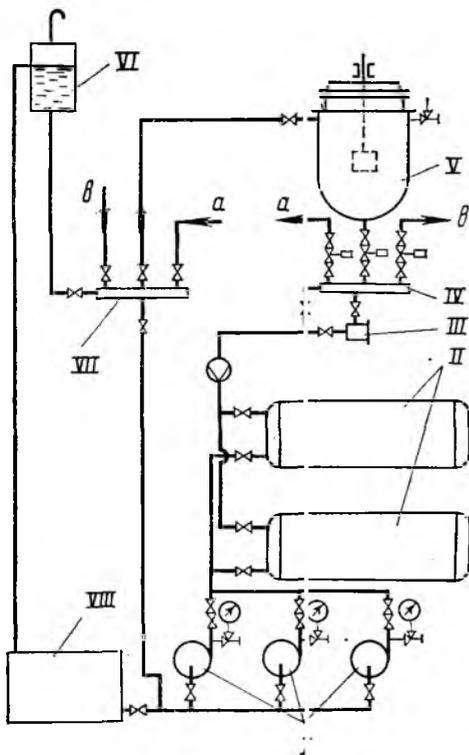


Рис. XI.6. Схема циркуляции хладагента:

I — насосы; II — испаритель; III — фильтр; IV — распределительный коллектор; V — технологический аппарат; VI — расширительный бак; VII — обратный коллектор; VIII — емкость для слива хладагента.

контуре обычно устанавливают датчики приборов местного и дистанционного контроля температуры, давления и расхода хладагента, исполнительные органы систем автоматического пуска и остановки насосов, подключения объектов охлаждения.

При проектировании контура хладагента необходимо рассчитать сечение трубопроводов, определить падение давления в отдельных элементах и в контуре в целом, подобрать насосы и определить расход энергии на циркуляцию хладагента, а также рассчитать объем расширительного бака.

Все коммуникации для хладагентов, независимо от параметров, относятся к категории V; при этом используются электроварные трубы [9].

По уравнениям (I.1)–(I.8) рассчитаны параметры трубопроводов хладагента на внешних коммуникациях от холодильной станции до коллекторов в технологическом цехе и трубопроводов внутренней разводки от коллектора к аппаратам полимеризации.

Гидравлическое сопротивление испарителя ИКТ-180 рассчитывают как сумму сопротивлений трения в трубах и местных сопротивлений по уравнениям (II.30)–(II.36). Общее падение давления в циркуляционном контуре хладагента $\Delta P_c = 201,4$ кПа.

Насосы для циркуляции хладагента подбирают по объемной производительности и необходимому напору. Общий объемный расход хладагента

$$V_x = Q_{0v} / \rho_x c_x \Delta t_x = 571 / 1258 \cdot 2,19 \cdot 3 = 0,054 \text{ м}^3/\text{с}$$

Необходимый напор насоса для замкнутого циркуляционного контура равен общему гидравлическому сопротивлению сети, т. е. $\Delta P_n \geq \Delta P_c = 201,4$ кПа. Для водных растворов обычно применяют центробежные насосы консольного типа. Устанавливаем два рабочих и один резервный насос 6К-12 (объемная производительность насоса $V_n = 0,03$ м³/с, полный напор $\Delta P_n = 220$ кПа, КПД насоса $\eta_n = 0,8$, мощ-

ность электродвигателя $N = 14$ кВт [17]). Мощность на валу насоса при напоре, равном сопротивлению сетки:

$$N_n = V_n \Delta P_c / \eta_n = 0,03 \cdot 201,4 / 0,8 = 7,55 \text{ кВт}$$

Коэффициент загрузки асинхронного двигателя (см. рис. XI.5)

$$k_a = N_n / N = 7,55 / 14 = 0,54$$

КПД двигателя $\eta_{дв} = 0,8$; КПД передачи $\eta_n = 1$. Мощность, потребляемая двигателем одного насоса, равна

$$N_{дв} = \frac{N_n}{\eta_n \eta_{дв}} = \frac{7,55}{1 \cdot 0,8} = 9,44 \text{ кВт}$$

Общий расход энергии на циркуляцию хладагента в холодильной установке $N_x = 2N_{дв} = 2 \cdot 9,44 = 18,88$ кВт.

Минимальный объем расширительного бака рассчитывают по условию максимального эксплуатационного изменения температуры хладагента $V_6 \geq V \beta \Delta t$.

Объем контура хладагента равен сумме объемов трубного пространства двух испарителей ИКТ-180, объема охлаждающей рубашки трех автоклавов и объема коммуникаций. Объем трубного пространства испарителя $V_{тр}^n = 0,95$ м³ [3]; объем рубашки автоклава $V_p^a = 0,5$ м³ (ориентировочно). Тогда

$$V = 2V_{тр}^n + 3V_p^a + V_x = 2V_{тр}^n + 3V_p^a + \frac{\pi D_{вн}^2 L_1}{4} + \frac{\pi D_{вн}^2 L_2}{4} = 2 \cdot 0,95 + 3 \cdot 0,5 + \frac{\pi \cdot 0,313^2}{4} \cdot 250 + \frac{\pi \cdot 0,207^2}{4} \cdot 100 = 25,9 \text{ м}^3$$

Максимальное изменение температуры хладагента при полном отоплении установки, т. е. $\Delta t = t^n - t_x = 35 - (-20) = 55$ °С, коэффициент объемного расширения хладагента $\beta = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ [17]. Объем расширительного бака $V_6 = 25,9 \cdot 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot 55 = 0,5$ м³.

1.4. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДООХЛАЖДЕНИЯ

Проектирование системы обратного водоохлаждения предполагает подбор и поверочный расчет вентиляторных градирен, расчет трубопроводов, подбор циркуляционных насосов и определение расхода энергии на работу системы водоохлаждения.

Подбор и расчет вентиляторных градирен. Исходные данные: тепловая нагрузка $Q = 796,6$ кВт, расход охлаждаемой воды $m_w = 47,6$ кг/с, температура воды на входе в градирню $t_{в2} = 31$ °С, температура охлажденной воды $t_{в1} = 27$ °С. Состояние наружного воздуха: $t_n^n = 35$ °С, $\phi_n^n = 33$ %.

Предварительно определим тип градирен и их число, задаваясь ориентировочным значением удельной тепловой нагрузки q_F или плотностью орошения g . Для вентиляторной пленочной градирни ширину зоны охлаждения (т. е. охлаждение воды в градирне) примем равной подогреву в конденсаторах $\Delta t_b = t_{в2} - t_{в1} = 4$ °С, пренебрегая тепловым эффектом потока свежей воды на подпитку

Мощность, потребляемая вентиляторами трех градирен, равна:

$$\sum N_{вт} = 3N'_{вт} = 3 \cdot 7,4 = 22,2 \text{ кВт}$$

Коммуникации оборотной воды относятся к категории V, при этом применяются электросварные трубы [9]. Гидравлический расчет коммуникаций оборотной системы проводится аналогично расчету контура промежуточного хладоносителя. Приводим результаты расчета, необходимые для оценки энергетической эффективности установки.

Сопротивление напорной линии от насосов до градирни $\Delta P_1 = 9,8$ кПа.

Сопротивление всасывающей линии от резервуара градирни до насоса $\Delta P_2 = 2$ кПа.

Гидравлическое сопротивление трубного пространства конденсатора КТГ-90 рассчитываем по уравнениям (II.30)–(II.36): $\Delta P_{кд} = 133,2$ кПа. Напор, необходимый для работы центробежных форсунок водораспределителя градирни, находим по гидравлическим характеристикам форсунок: $m_{\phi} = f(\Delta P_{\phi})$ [2]. Расход воды через одну форсунку

$$m_{\phi} = m_{\phi}/3n_{\phi} = 47,6/3 \cdot 24 = 0,66 \text{ кг/с}$$

при этом $\Delta P_{\phi} = 25$ кПа.

Общее падение давления в контуре оборотной воды:

$$\Delta P_c = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{кд} + \Delta P_{\phi} = 9,8 + 2 + 133,2 + 25 = 170 \text{ кПа}$$

Общий объемный расход воды равен

$$V_B = Q^{кд}/c_{врв} \Delta t_B = 796,6/996 \cdot 4,18 \cdot 4 = 0,048 \text{ м}^3/\text{с}$$

Полный напор, развиваемый насосом (см. гл. I), равен:

$$\Delta P_H = \Delta P_c + \rho_B g H_G = 170 + 996 \cdot 9,81 \cdot 2,5 = 194,5 \text{ кПа}$$

где $H_G = 2,5$ м — геометрическая выкота подъема воды, равная высоте градирни [9].

Устанавливаем два рабочих и один резервный насос консольного типа 6К-12 [7]. Объемная производительность насоса $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$, полный напор $\Delta P_H = 194,5$ кПа, КПД насоса $\eta_H = 0,8$, мощность электродвигателя $N = 14$ кВт. Мощность на валу насоса при напоре, равном сопротивлению сети:

$$N_H = V_H \Delta P_c / \eta_H = 0,03 \cdot 194,5 / 0,8 = 7,29 \text{ кВт}$$

Коэффициент загрузки двигателя

$$K_a = N_H / N = 7,29 / 14 = 0,52$$

Этот коэффициент слишком мал, поэтому целесообразно заменить комплектный электродвигатель двигателем меньшей мощности ($N = 10$ кВт). Тогда при коэффициенте загрузки $k_a = 7,29 / 10 = 0,73$ получим $\eta_{дв} = 0,85$.

Мощность, потребляемая двигателем одного водяного насоса (см. рис. IX.5), равна:

$$N_{дв} = \frac{N_H}{\eta_H \eta_{дв}} = \frac{7,29}{1 \cdot 0,85} = 8,58 \text{ кВт}$$

Общий расход энергии на циркуляцию воды

$$\sum N_{дв} = 2 \cdot 8,58 = 17,15 \text{ кВт}$$

Общий расход энергии на работу водоохлаждающих устройств равен сумме расходов энергии на приводы вентиляторов градирни и водяные насосы:

$$N_B = \sum N_{вт} + \sum N_{дв} = 22,2 + 17,15 = 39,35 \text{ кВт}$$

1.5. РАСЧЕТ ТЕПЛОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Охлаждаемые объекты, оборудование и коммуникации холодильных установок, работающие при температурах ниже температуры среды, покрывают тепловой изоляцией, а также слоем паро- и гидроизоляционных материалов, предотвращающих проникновение в изоляцию влаги (паров из окружающего воздуха, капельной влаги от поверхностного конденсата). Для изоляции используют эффективные влагостойкие теплоизоля-

ционные материалы с объемной массой от 20 до 250 кг/м³, теплопроводностью 0,028 до 0,075 Вт/(м·К). Расчет изоляции заключается в определении толщины изоляционного слоя, обеспечивающего предотвращение конденсации влаги из окружающего воздуха на поверхности изоляции, и в определении действительного теплопритока к объекту.

В данной установке тепловой изоляцией подлежат испарители, отделители жидкости, воздухоотделитель, дренажный ресивер, коммуникации и арматура линии всасывания, а также весь контур хладоносителя.

В качестве примера приведем расчет тепловой изоляции всасывающей линии аммиачного контура.

Исходные данные: диаметр трубопровода $D_H = 219$ мм, температура паров аммиака $t_a = -24$ °С, температура и влажность атмосферного воздуха в помещении цеха $t_H = 30$ °С, $\varphi_H = 70$ % [13].

Холодильные трубопроводы изолируют стандартными элементами из полистирольного пенопласта в виде сегментов (ТУ 49 РСФСР 219–74). Теплопроводность пенополистирола ПСВ-С $\lambda_{из} = 0,04$ Вт/(м·К) [9]. Минимальная толщина изоляции, найденная из условия исключения конденсации атмосферной влаги ($t_{из} \geq t_p$), рассчитывается по уравнению [9]:

$$\frac{t_H - t_a}{t_H - t_p} = 1 + \frac{\alpha_H D_H^{min}}{2\lambda_{из}} \ln \frac{D_H^{min}}{D_H} \quad (XI.22)$$

где t_p — точка росы, которую находят по диаграмме $I-x$ влажного воздуха; при $t_H = 30$ °С, $\varphi_H = 70$ %, $t_p = 23,6$ °С; α_H — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к поверхности изоляции; $\alpha_H = 7$ Вт/(м²·К) [6]; D_H^{min} — наружный диаметр изолированного трубопровода, м.

Максимальная толщина слоя изоляции $\delta_{min} = (D_H^{min} - D_H) / 2$.

Уравнение (XI.22) решается методом последовательных приближений. В данном случае $D_H^{min} = 294$ мм, $\delta_{min} = 37,5$ мм. Устанавливаем стандартные элементы марки СК-8 с $D_{из}^{вн} = 221$ мм, $D_{из}^{вн} = 391$ мм, $l = 500$ мм и $\delta_{из} = 85$ мм. Снаружи слой изоляции покрывается слоем паро- и гидроизоляции, обычно гидроизолом марки ГН-1 [9].

Действительный коэффициент теплопередачи от наружного воздуха к потоку аммиака равен:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{D_{из}^{вн}}{D_{из}^{вн}} + \frac{1}{\alpha_H D_{из}^{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 0,04} \ln \frac{0,391}{0,221} + \frac{1}{7 \cdot 0,391}} = 0,094 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

(XI.23)

Теплопритоки через изоляцию к потоку аммиака во всасывающей линии длиной $L_{вс} = 50$ м составляет

$$\Delta Q_{вс} = k_l \pi (t_H - t_a) L_{вс} = 0,094 \pi [30 - (-24)] 50 = 0,8 \text{ кВт}$$

Аналогично рассчитывают изоляцию других низкотемпературных аппаратов и коммуникаций установки, при этом для изоляции трубопроводов используют стандартные элементы из пенополистирола. Аппараты обычно изолируют пенополиуретаном в виде монолитного бесшовного слоя, наносимого методом напыления и вспенивания [9]. Для данной установки приток тепла через изоляцию составил: для трубопроводов хладоносителя длиной $L = 350$ м $\Delta Q_x = 9,3$ кВт; для испарителей $\Delta Q'' = 1,5$ кВт; для отделителей жидкости $\Delta Q_{о.ж} = 0,6$ кВт.

Суммарный приток тепла к низкотемпературным частям холодильной установки

$$\sum \Delta Q = \Delta Q_{вс} + \Delta Q'' + \Delta Q_{о.ж} + \Delta Q_x = 0,8 + 1,5 + 0,6 + 9,3 = 12,2 \text{ кВт}$$

что составляет 3,1 % от тепловой нагрузки $Q_0^{нт} = 393$ кВт. При расчете холодильного оборудования запас холодопроизводительности установки принимался равным 10 %.

1.6. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМПРЕССИОННОЙ УСТАНОВКИ

Для определения энергетической эффективности установки необходимо найти действительные параметры режима (прежде всего температуры кипения и

конденсации), которые будут отличаться от принятых ранее в результате подбора типового оборудования по каталогам. При фиксированных значениях внешних параметров — температурах хладоносителя t_{x2} и охлаждающей воды $t_{в1}$ — и постоянстве массовых расходов этих потоков задача сводится к определению рабочей точки холодильной машины. При этом холодопроизводительность двух испарителей и трех рабочих компрессоров должна совпадать, а тепловая производительность двух конденсаторов должна соответствовать нагрузке в соответствии с уравнением теплового баланса (XI.13). Внутренние параметры холодильной машины — температуры кипения и конденсации t_0 и t_k , определяющие положение рабочей точки, находятся совместным решением системы уравнений:

$$Q_0^k = q_0 m^k n^k = \frac{\lambda}{v_1} (i_1 - i_4) V_h^k n^k \quad (XI.24)$$

$$Q_0^h = m_x c_x (t_{x2} - t_0) \left[\exp \left(\frac{k_n F^h}{m_x c_x} \right) - 1 \right] \quad (XI.25)$$

$$Q^k = Q_0^k + N_i^k n^k = \frac{\lambda}{v_1} \left[(i_1 - i_4) + \frac{i_2 - i_1}{\eta_i} \right] V_h^k n^k \quad (XI.26)$$

$$Q^{kd} = m_b c_b (t_k - t_{в1}) \left[1 - \exp \left(- \frac{k_{kd} F^{kd}}{m_b c_b} \right) \right] \quad (XI.27)$$

Уравнение (XI.24) дает аналитическое выражение суммарной холодопроизводительности работающих компрессоров, уравнение (XI.26) определяет тепловую нагрузку на конденсаторы как функцию объемных и энергетических КПД компрессора (λ и η_i) и удельных величин, характеризующих холодильный цикл: холодопроизводительности $q_0 = i_1 - i_4$, работы $l_3 = i_2 - i_1$ и объема всасывающих паров v_1 . Так как λ , η_i , q_0 , l_3 и v_1 в конечном счете определяются температурами кипения и конденсации, то можно считать, что

$$Q_0^k = f(t_0, t_k) \quad \text{и} \quad Q^k = f(t_0, t_k)$$

Уравнения (XI.25) и (XI.26) позволяют рассчитать тепловые потоки, передаваемые в испарителях и конденсаторах при различных режимах работы. При постоянстве массовых расходов хладоносителя и воды ($m_x = \text{const}$, $m_b = \text{const}$), фиксированных значениях t_{x2} и $t_{в1}$ и неизменной интенсивности теплообмена в аппаратах ($k_n = \text{const}$, $k_{kd} = \text{const}$) характеристики испарителей и конденсаторов являются линейной функцией соответственно t_0 и t_k :

$$Q_0^h = f(t_0) \quad \text{и} \quad Q^{kd} = f(t_k)$$

Положение рабочей точки находят графическим решением системы уравнений (XI.24)–(XI.27) методом последовательных приближений. Вначале совмещением характеристик компрессоров и испарителей [уравнения (XI.24) и (XI.25)] при расчетном значении температуры конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ находят приближенное значение t_0 . Далее совместным графическим решением уравнений (XI.26), (XI.27) при постоянной температуре кипения t_0 находят температуру конденсации t_k . Повторение этих операций позволяет уточнить значения t_0 и t_k .

Указанные графические построения выполнены на рис. XI.8. Необходимые значения величин, входящих в уравнения (XI.24)–(XI.27), рассчитаны

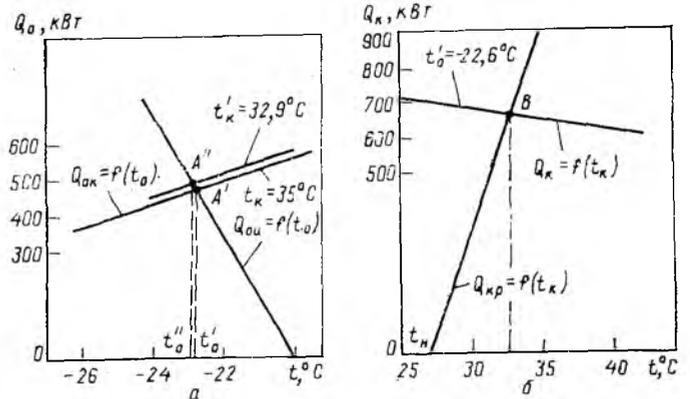


Рис. XI.8. Определение параметров рабочей точки холодильной машины:
а — определение температуры кипения; б — определение температуры конденсации.

по методике, изложенной ранее, и представлены в табл. XI.2 и XI.3.

В расчетах было принято:

- число работающих компрессоров $n^k = 3$;
- теоретическая объемная производительность одного компрессора П220 $V_h^k = 0,167 \text{ м}^3/\text{с}$;
- число испарителей ИКТ-180 — два;
- поверхность теплообмена испарителя $F^h = 2 \cdot 193 = 386 \text{ м}^2$;
- средний коэффициент теплопередачи $K_n = 320 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- массовый расход хладоносителя $m_x = 68,2 \text{ кг}/\text{с}$;
- теплоемкость $c_x = 2,79 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

Таблица XI.2. Расчет холодопроизводительности компрессоров

Определяемые величины	$t_k = 35^\circ\text{C}$ при $t_0, ^\circ\text{C}$				$t_k = 32,9^\circ\text{C}$ при $t_0, ^\circ\text{C}$		
	-20	-22	-24	-26	-20	-22	-24
P_0 , МПа	0,190	0,174	0,159	0,145	0,190	0,174	0,159
P_k , МПа	1,35	1,35	1,35	1,35	1,28	1,28	1,28
P_h/P_0	7,1	7,76	8,5	9,3	6,74	7,36	8,05
λ	0,65	0,626	0,592	0,559	0,666	0,639	0,610
v_1 , м ³ /кг	0,6419	0,6965	0,7569	0,8240	0,6419	0,6965	0,7569
i_1 , кДж/кг	1669	1666	1664	1660	1669	1666	1664
i_2 , кДж/кг	574	574	574	574	564	564	564
q_0 , кДж/кг	1095	1092	1090	1086	1105	1102	1100
m , кг/с	0,507	0,450	0,392	0,340	0,520	0,46	0,404
Q_0^k , кВт	556	492	427	369	574	506	444

Таблица XI.3. Расчет тепловой нагрузки на конденсаторы

Определяемые величины	$t_k (^\circ\text{C})$ при $t_0 = -22,6^\circ\text{C}$			
	25	30	35	40
P_0 , МПа	0,17	0,17	0,17	0,17
P_k , МПа	1,00	1,17	1,35	1,56
$t_3, ^\circ\text{C}$	23	28	33	38
$i_3 = i_4$, кДж/кг	527	551	574	600
i_2 , кДж/кг	1922	1948	1976	2003
i_1 , кДж/кг	1665	1665	1665	1665
v_1 , м ³ /кг	0,7146	0,7146	0,7146	0,7146
q_0 , кДж/кг	1138	1114	1091	1065
l_3 , кДж/кг	257	283	338	311
P_h/P_0	5,88	6,88	7,94	9,18
λ	0,70	0,659	0,615	0,564
η_i	0,8	0,781	0,758	0,731
m , кг/с	0,490	0,462	0,431	0,395
Q^k , кВт	716	682	647	604

температура хладоносителя на выходе из испарителей $t_{x2} = -20^\circ\text{C}$;

число конденсаторов КТГ-90 — два;

поверхность теплообмена $F_{кл} = 2 \cdot 90 = 180 \text{ м}^2$;

коэффициент теплопередачи $K_{кл} = 943 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

массовый расход воды $m_w = 47,6 \text{ кг/с}$;

теплоемкость воды $c_w = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{w1} = 27^\circ\text{C}$.

В результате расчета установлены следующие значения основных параметров:

температура

кипения $t_0 = -22,8^\circ\text{C}$;

конденсации $t_k = 32,9^\circ\text{C}$;

температура жидкого аммиака перед дроссельным устройством $t_3 = 31^\circ\text{C}$;

характеристики холодильного цикла:

давление

кипения $P_0 = 0,17 \text{ МПа}$;

конденсации $P_k = 1,28 \text{ МПа}$;

степень повышения давления $P_k/P_0 = 7,52$;

коэффициент подачи $\lambda = 0,632$;

индикаторный КПД компрессора $\eta_i = 0,767$;

параметры узловых точек:

$i_1 = 1665 \text{ кДж/кг}$, $i_2 = 1964 \text{ кДж/кг}$, $i_4 = 564 \text{ кДж/кг}$;

$v_1 = 0,7207 \text{ м}^3/\text{кг}$;

удельная холодопроизводительность $q_0 = 1101 \text{ кДж/кг}$;

работа цикла $l_s = 299 \text{ кДж/кг}$.

Основные показатели холодильной машины (компрессора):

массовый расход рабочего тела $m_a = (\lambda/v_1) V_h^n n^k = 0,439 \text{ кг/с}$;

действительная холодопроизводительность $Q_0^{xm} = m_a q_0 = 483,7 \text{ кВт}$;

коэффициент рабочего времени компрессоров (при расчетной нагрузке $Q_0 = 431 \text{ кВт}$)

$$k_{\tau} = Q_0/Q_0^{xm} = 431/483,7 = 0,89$$

суммарная индикаторная мощность

$$N_i = m_a l_s / \eta_i = 171 \text{ кВт}$$

действительная тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q^{kd} = Q_0^{xm} + N_i = 483,7 + 171 = 654,8 \text{ кВт}$$

суммарная эффективная мощность (на валу компрессоров)

$$N_e = N_i + n^k N_{тр} = 171 + 3 \cdot 10 = 201 \text{ кВт}$$

коэффициент загрузки электродвигателей

$$k_3 = \frac{N_e}{N_{нк}} = \frac{201}{3 \cdot 100} = 0,67$$

КПД асинхронного двигателя $\eta_{дв} = 0,85$;

$\cos \varphi = 0,7$;

суммарная электрическая мощность, потребляемая из сети: $N_3 = N_e / \eta_{дв} \cdot \eta_{лв} = 236 \text{ кВт}$;

действительный холодильный коэффициент $\epsilon_d = Q_0^{xm} / N_3 = 2,05$.

Изменение температуры хладоносителя в испарителях: $\Delta t_x = Q_0^{xm} / m_x c_x = 2,54^\circ\text{C}$;

температура хладоносителя на входе в испарители $t_{x1} = t_{x2} + \Delta t_x = -17,46^\circ\text{C}$;

фактический температурный напор в испарителе $\theta_0 = 3,93^\circ\text{C}$;

средняя температура хладоносителя $\bar{T}_x = 273,15 + (t_0 + \theta_0) = 254,3 \text{ К}$;

средняя температура охлаждающей воды в конденсаторах (рассчитывается аналогично) $\bar{T}_w = 302 \text{ К}$.

Степень совершенства холодильной машины оценивается действительным КПД $\eta_d = \epsilon_d / \epsilon_{ид}$.

Холодильный коэффициент идеальной машины, соответствующий минимальным затратам энергии, рассчитывается для обратного цикла Карно, построенного на средних температурах хладоносителя и охлаждающей воды:

$$\epsilon_{ид} = \epsilon_c = \bar{T}_w / (\bar{T}_w - \bar{T}_x)$$

Подставив значения, получим:

холодильный коэффициент идеальной машины $\epsilon_{ид} = 5,33$;

действительный КПД холодильной машины $\eta_d = 0,38$, что соответствует рекомендуемым значениям для одноступенчатых паровых холодильных машин в данном режиме [4, 11].

Энергетические показатели холодильной установки в целом отличаются от соответствующих характеристик холодильной машины (компрессора), так как в контуре хладоносителя и в системе водоохлаждения осуществляются необратимые процессы с затратой работы. Основные энергетические потоки холодильной установки при $t_{x2} = -20^\circ\text{C}$, $t_w^n = 35^\circ\text{C}$ и $\varphi_w^n = 33\%$;

тепловая нагрузка, или номинальная холодопроизводительность $Q_0^{нт} = 392 \text{ кВт}$;

электрическая мощность, затрачиваемая на работу холодильной машины (с учетом коэффициента рабочего времени), $N_{xm} = N_3 k_{\tau} = 236 \cdot 0,89 = 210 \text{ кВт}$;

электрическая мощность на циркуляцию хладоносителя $N_x = 18,88 \text{ кВт}$;

электрическая мощность, затрачиваемая на работу водоохлаждающих устройств, $N_w = 39,35 \text{ кВт}$;

расход свежей воды $\Delta m_w = 1,27 \text{ кг/с}$.

Энергетическое совершенство холодильной установки оценивается эксергетическим КПД [15]:

$$\eta_e = \sum E_{эф} / \sum E_3 \quad (XI.28)$$

где $\sum E_{эф}$ — суммарный эксергетический эффект установки; $\sum E_3$ — суммарные затраты эксергии.

Для данной установки полезный эффект заключается в отводе теплового потока $Q_0^{нт}$ от охлаждаемого объекта при средней температуре \bar{T}_x и передаче его окружающей среде с температурой T_w^n . Количественная мера этого эффекта в единицах эксергии представляет собой минимальную работу идеального холодильного устройства, работающего по циклу Карно с предельными температурами \bar{T}_{ox} и T_w^n , и рассчитывается по формуле

$$\sum E_{эф} = Q_0^{нт} \tau_e = Q_0^{нт} \frac{\bar{T}_{ox} - T_w^n}{\bar{T}_{ox}} \quad (XI.29)$$

где τ_e — эксергетическая температурная функция, равная термическому КПД цикла Карно.

Принимая $\bar{T}_{ox} = \bar{T}_x = 254,3 \text{ К}$ (без учета температурного напора в технологических аппаратах) и $T_w^n = 273,15 + 35 = 308,15 \text{ К}$, находим

$$\sum E_{эф} = -392 \frac{254,3 - 308,15}{254,3} = 83,0 \text{ кВт}$$

Суммарное количество эксергии в компрессионной холодильной установке равно сумме потоков (затрат)

электрической энергии во всех элементах установки и притока эксергии со свежей водой:

$$\sum E_3 = N_{\text{ХМ}} + N_{\text{Х}} + N_{\text{В}} + \Delta m_{\text{В}} e_{\text{В}} \quad (\text{XI.30})$$

где $e_{\text{В}}$ — удельная эксергия $e_{\text{В}}$ водопроводной воды при температуре окружающей среды, равная затратам энергии на ее очистку и транспортировку; в данном случае ввиду малого значения $\Delta m_{\text{В}}$ этим слагаемым можно пренебречь.

Находим $\sum E_3$:

$$\sum E_3 = 210 + 18,88 + 31,35 = 268,3 \text{ кВт}$$

Тогда эксергетический КПД холодильной установки, оценивающий ее энергетическое совершенство, равен $\eta_e = 83,0/268,3 = 0,31$.

Рассчитанные энергетические показатели холодильной установки характеризуют ее работу в наиболее тяжелых расчетных условиях. Эксплуатационные режимы в летние, зимние и осенне-весенние месяцы определяются среднемесячными значениями температуры и влажности окружающего воздуха, которые отличаются от расчетных [14]. Для определения себестоимости холода и других технико-экономических показателей необходимо провести поверочные расчеты установленного оборудования при значениях $t_{\text{ср}}^{\text{В}}$ и $\varphi_{\text{ср}}^{\text{В}}$, соответствующих условиям эксплуатационных режимов.

В табл. XI.4 приведены основные энергетические показатели компрессионной холодильной установки в различные периоды года. Анализ табличных данных показывает существенное улучшение энергетических характеристик холодильной машины в результате снижения температуры конденсации в осенне-весенний и зимний периоды, однако эксергетический КПД установки в целом резко падает вследствие роста потерь от необратимости теплообмена в оборотной системе водоохлаждения.

Для того, чтобы избежать обмерзания градирни в зимнее время, температуру схлажденной воды поддерживают не ниже 10—12 °С, отключая (полностью или частично) вентиляторы [6]. Параметры атмосферного воздуха в этот период значительно ниже. В результате тепловой поток переносится в холодильной машине на температурный уровень, превышающий температуру атмосферного воздуха на 15—20 °С и более. В зимнее время более экономичным было бы

Таблица XI.4. Энергетические показатели компрессионной холодильной установки

Показатели	Расчетный режим	Эксплуатационные режимы		
		летний	осенне-осенний	зимний
$t_{\text{Х2}}, ^\circ\text{C}$	-20	-20	-20	-20
$t_{\text{В1}}, ^\circ\text{C}$	+27	+23	+17	+10
$t_{\text{Н}}, ^\circ\text{C}$	+35	+24,7	+15	0 °С
$t_{\text{0}}, ^\circ\text{C}$	-22,8	-23	-23,2	-23,5
$t_{\text{Н}}, ^\circ\text{C}$	35	29	+23,5	+16,8
$Q_{\text{0}}^{\text{НТ}}, \text{кВт}$	392	392	392	392
$Q_{\text{0}}, \text{кВт}$	431	431	431	431
$Q_{\text{0}}^{\text{ХМ}}, \text{кВт}$	483,7	526	552	590
$k_{\text{г}}$	0,89	0,82	0,78	0,73
$N_{\text{ХМ}}, \text{кВт}$	210	91	174	154
$N_{\text{Х}}, \text{кВт}$	18,9	18,9	18,9	18,9
$N_{\text{В}}, \text{кВт}$	39,35	39,35	30,1	15,3
$\sum N, \text{кВт}$	268,4	249	223	188,2
$e_{\text{д}}^{\text{ХМ}}$	2,05	2,24	2,46	2,8
$\eta_{\text{д}}^{\text{ХМ}}$	0,38	0,38	0,37	0,4
η_e	0,31	0,28	0,23	0,16

использование воздушных конденсаторов с температурным напором 10—12 °С, при этом исключаются затраты энергии на циркуляцию воды и прочие расходы на эксплуатацию градирен. Летом, наоборот, применение оборотной системы позволяет существенно снизить температуру конденсации и уменьшить расход энергии. В конечном итоге предпочтительность использования конденсаторов с воздушным или водяным охлаждением определяется технико-экономическим расчетом, следует лишь иметь в виду, что при использовании аммиака и фреона-22 предельная температура конденсации ограничена условиями прочности для компрессоров по ГОСТ 6492—76 — температурой +42 °С, для компрессоров по ОСТ 26.03—943—77 — температурой 50 °С [16].

2. РАСЧЕТ

АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Задание на проектирование. Рассчитать абсорбционную холодильную установку для условий предыдущего расчета (пример 1) при следующих исходных данных:

- производительность, степень превращения мономера, температура хладоносителя, системы хладо-снабжения и водоохлаждения и климатические данные местности те же, что в примере 1;
- рабочее тело — аммиак (R 717);
- абсорбент — водоаммиачный раствор;
- вид энергии и источник энергоснабжения — насыщенный водяной пар теплоэлектроцентрали (ТЭЦ);
- давление греющего пара $P_{\text{гр}} = 0,5 \text{ МПа}$.

Схема установки. Схема абсорбционной холодильной установки включает абсорбционную холодильную машину, системы циркуляции хладоносителя и оборотного водоохлаждения. Внешние контуры хладоносителя и охлаждающей воды идентичны представленным в примере 1, поэтому на рис. XI.9 не показаны.

Абсорбционная холодильная машина (АХМ) является термо-трансформатором, в котором использована система совмещенных (прямого и обратного) циклов. Основная задача холодильной машины — отвод тепла от охлаждаемого объекта в окружающую среду при условии $T_{\text{Х}} < T_{\text{ос}}$ — выполняется без затраты механической энергии в явном виде. При этом используется тепло низкого потенциала, в данном случае насыщенный пар от ТЭЦ. Тепло подводится к бинарному раствору аммиак—вода в генераторе I. Образующийся пар с высоким содержанием аммиака дополнительно концентрируется в ректификаторе и дефлегматоре II, поступает в конденсатор V, где сжижается. Далее жидкий аммиак сливается в ресивер, выполняющий те же функции, что и в компрессионной холодильной установке.

В совмещенном холодильном цикле АХМ энергетически целесообразно [11] применить регенеративный теплообмен

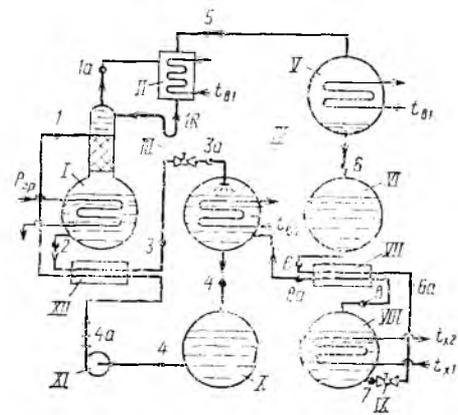


Рис. XI.9. Схема абсорбционной холодильной установки: I — генератор; II — дефлегматор; III, IX — дроссельные устройства; IV — абсорбер; V — конденсатор; VI, X — ресиверы; VII — теплообменник паровой; VIII — испаритель; XI — насос; XII — теплообменник растворов.

между потоками жидкого аммиака и пара из испарителя. С этой целью в схему включен паровой теплообменник VII. В испарителе охлаждается поток хладоносителя вследствие кипения рабочего тела, образующиеся пары подогреваются в теплообменнике VIII и поступают в абсорбер IV, где поглощаются раствором низкой концентрации из генератора. Процесс абсорбции сопровождается выделением тепла, отводимого охлаждающей водой. Раствор, обогащенный аммиаком, сливается в ресивер X, откуда перекачивается насосом XI в генератор.

В совмещенном прямом цикле АХМ использован регенеративный теплообмен между потоками слабого и крепкого раствора; при этом снижаются потери от необратимости теплообмена в генераторе и абсорбере, уменьшаются расходы греющего пара и охлаждающей воды. Крепкий раствор после теплообменника XIII направляется на орошение засадки ректификационной колонны. Применение ее в АХМ обусловлено повышением эффективности холодильного цикла с ростом концентрации пара (при равном давлении температура кипения чистого аммиака ниже). Ректификационная колонна АХМ обычно комбинированная: нижняя часть насадочная, верхняя — тарельчатая. Дальнейшее повышение концентрации пара происходит в дефлегматоре II за счет охлаждения потока пара. Стекающая флегма используется для орошения тарельчатой части ректификационной колонны. Обычно концентрация пара на выходе из дефлегматора более 0,995. Следует, однако, иметь в виду, что охлаждение пара приводит к ухудшению показателей совмещенного прямого цикла и увеличению расхода тепла в генераторе.

Основные энергетические потоки АХМ следующие: тепло греющего пара Q_g , которое подводится к раствору в генераторе и является основной частью расхода энергии в установке; тепло охлаждаемого объекта Q_0 , которое подводится к аммиаку в испарителе и характеризует полезный эффект установки — ее холодопроизводительность; тепло, которое отводится в конденсаторе, абсорбере и дефлагматоре охлаждающей водой и в конечном счете передается атмосферному воздуху в вентиляторных градирнях.

Механическая энергия используется только для привода насосов в контуре АХМ и в системе циркуляции хладоносителя и воды. Основные материальные потоки АХМ: количество пара, сжижаемого в конденсаторе, m_d (кг/с); количество крепкого раствора, направляемого из абсорбера в генератор, m_f (кг/с); количество слабого раствора, поступающего из генератора в абсорбер, $m_a = m_f - m_d$ (кг/с).

2.1. РАСЧЕТ ЦИКЛА АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Расчет цикла АХМ заключается в определении параметров рабочего тела в узловых точках, расчете удельных тепловых потоков в аппаратах и теплового коэффициента машины. Режим работы абсорбционной холодильной машины, в отличие от компрессионной, определяется не только параметрами окружающей среды $t_{в1}^0$, $\varphi_{в1}^0$ и температурой охлаждаемого объекта $t_{х2}$, но также наивысшей температурой греющего источника тепла (в данном случае насыщенного водяного пара) и его давлением: $t_{гp} = 152^\circ\text{C}$, $P_{гp} = 0,5$ МПа. Для построения цикла АХМ необходимо определить давление кипения и конденсации.

Параметры атмосферного воздуха и тип водоохлаждающих устройств приняты такими же, как для компрессионной установки, ε температуру воды, подаваемой в конденсатор, абсорбер и дефлегматор, примем равной $t_{в1}^0 = 27^\circ\text{C}$. Температура воды на выходе из конденсатора $t_{в2} = t_{в1} + \Delta t_{в}^{\text{кд}} = 27 + 4 = 31^\circ\text{C}$. Низшая температура конденсации $t_k = t_{в2} + \Delta t_{\text{мин}}^{\text{кд}} = 31 + 4 = 35^\circ\text{C}$. Тогда давление конденсации определяется по диаграмме энтальпия — концентрация для водоаммиачного раствора (см. приложения). Принимая концентрацию пара после дефлегматора $y_{д1} = 0,995 \approx 1$, при $t_{д1} = 35^\circ\text{C}$ находим $P_k = 1,35$ МПа. Давление в генераторе отличается от P_k на величину потерь в трубопроводах. Пренебрегая потерями, примем $P_{г2} = P_k = 1,35$ МПа.

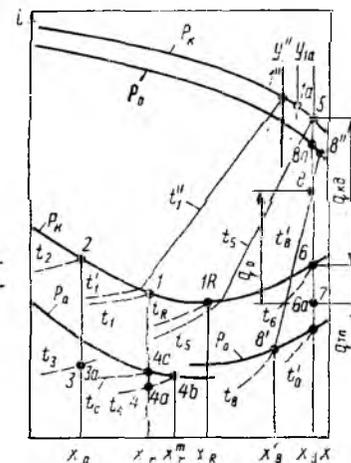


Рис. XI.10. Процессы абсорбционной холодильной машины в диаграмме $i-x$.

Низшая температура кипения раствора в испарителе $t_0' = t_{х2} - \Delta t_{\text{мин}}^{\text{ис}} = -20 - (4) = -24^\circ\text{C}$, тогда при концентрации раствора $x_{д1} = 0,995$ находим $P_0 = 0,159$ МПа. Давление в абсорбере ниже P_0 на величину потерь напора в коммуникациях ($\Delta P_a \leq 0,015$ МПа [1]): $P_a = P_0 - \Delta P_a = 0,144$ МПа.

Наносим линии $P_0 = \text{const}$, $P_k = \text{const}$ и $P_a = \text{const}$ в диаграмме $x-i$ (рис. XI.10). Определим параметры узловых точек процессов машины. Состояние слабого раствора на выходе из генератора (т. 2) находим графически по высшей температуре кипения раствора в генераторе t_2 и давлению P_k , зная минимальную разность температур в генераторе $\Delta t_{\text{мин}}^{\text{г}} = 7 - 10^\circ\text{C}$ [1, 2]:

$$t_2 = t_{гp} - \Delta t_{\text{мин}}^{\text{г}} = 152 - 7 = 145^\circ\text{C} \quad (\text{XI.31})$$

При $t_2 = 145^\circ\text{C}$ и $P_k = 1,35$ МПа концентрация слабого раствора $x_a = 0,177$, энтальпия $i_2 = 497$ кДж/кг.

Концентрацию крепкого раствора после абсорбера x_r находим по давлению P_a и низшей температуре раствора t_4 , которую находим, зная минимальную разность температур в абсорбере $\Delta t_{\text{мин}}^{\text{а}} = 4 - 10^\circ\text{C}$ [1, 2]:

$$t_4 = t_{в1} + \Delta t_{\text{мин}}^{\text{а}} = 27 + 4 = 31^\circ\text{C} \quad (\text{XI.32})$$

С учетом переохлаждения раствора в абсорбере относительно насыщенного состояния $\Delta t_{\text{п}}^{\text{а}} = 2,5 - 7^\circ\text{C}$ (т. 4с) [1, 2] получим:

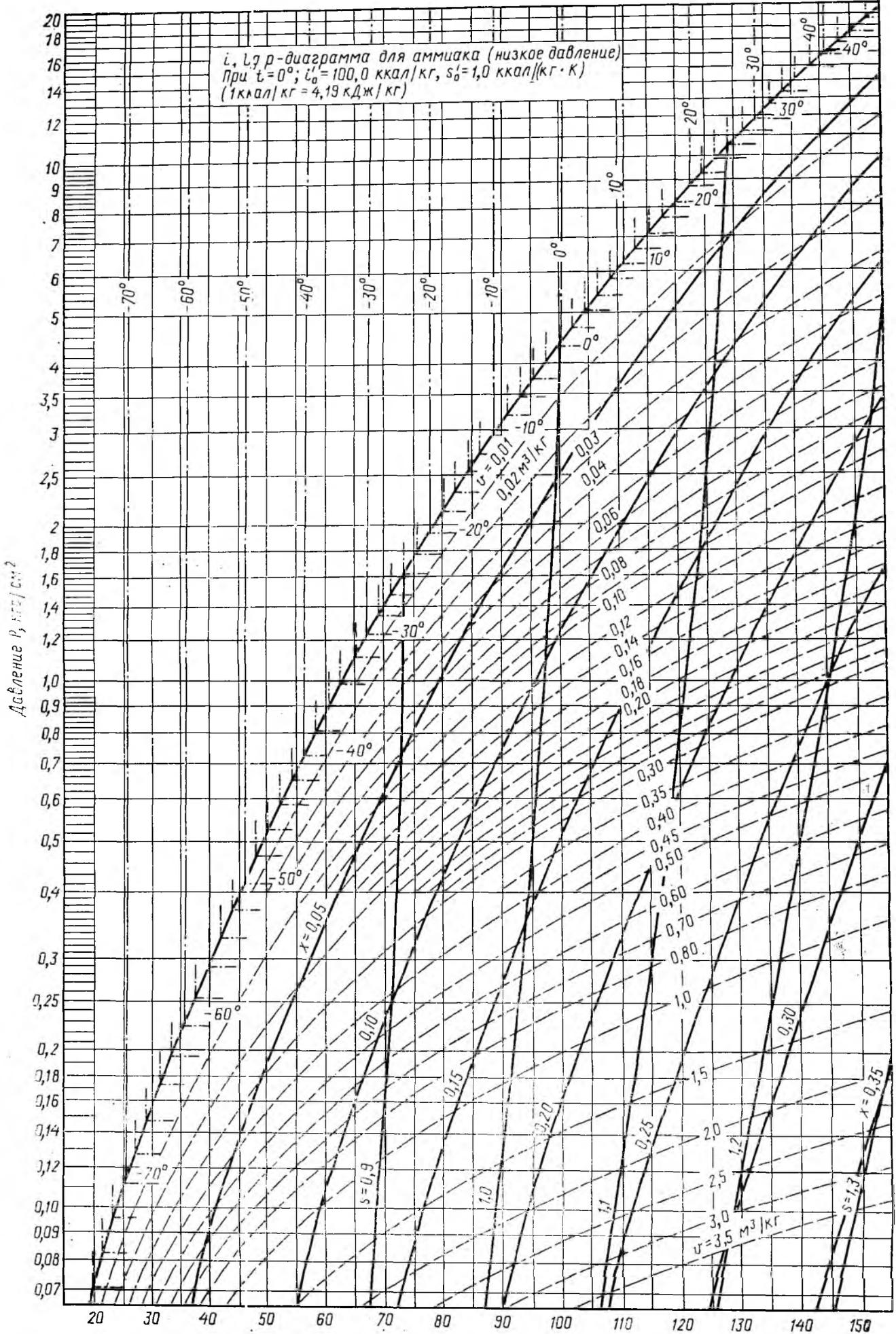
$$t_c = t_4 + \Delta t_{\text{п}}^{\text{а}} = 31 + 3 = 34^\circ\text{C}$$

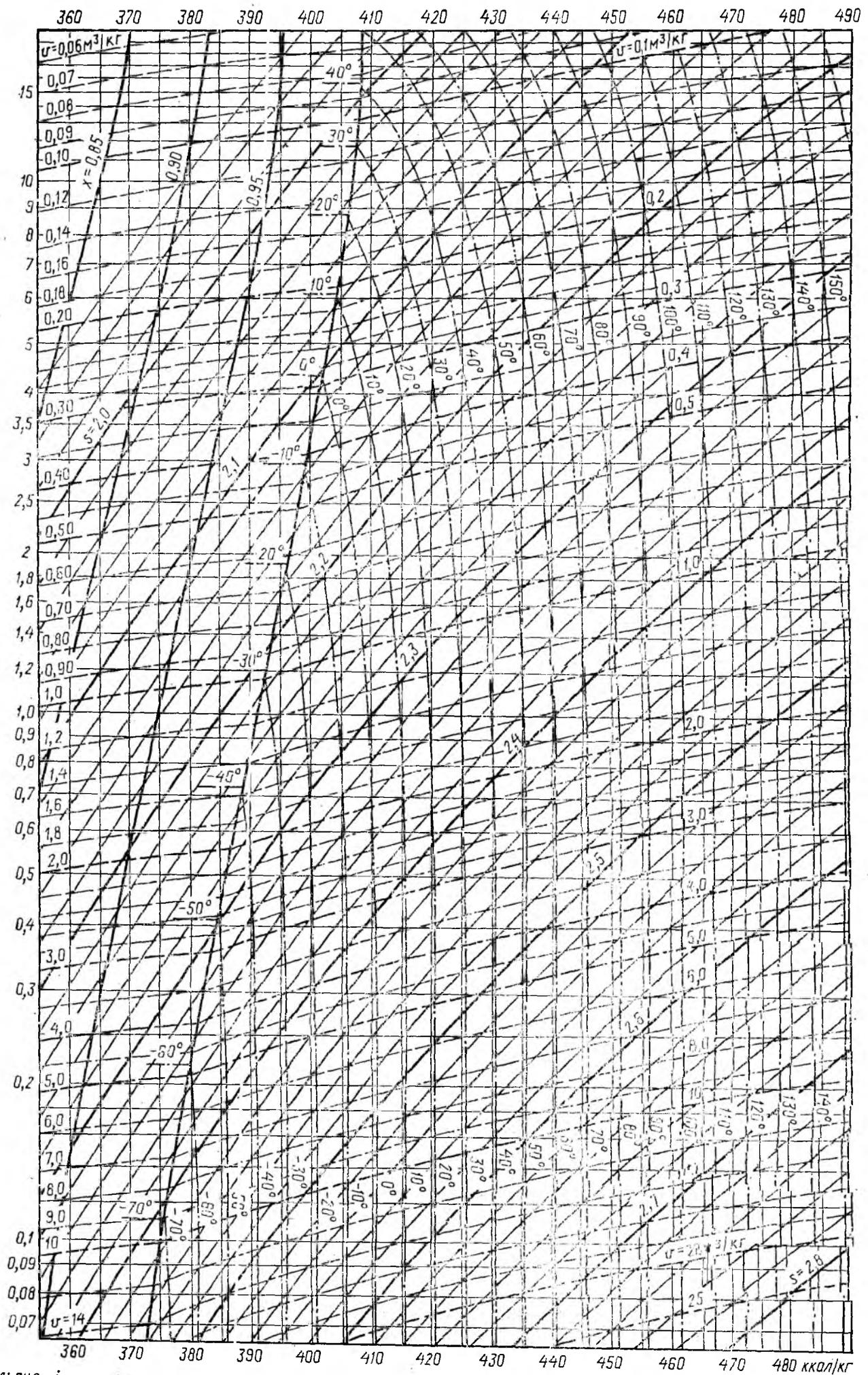
Действительную концентрацию раствора после абсорбера находим графически по температуре t_c и давлению P_a (т. 4с): $x_r = 0,320$. При полной абсорбции концентрация раствора (т. 4б) составила бы $x_r^m = 0,338$, т. е. недонасыщение раствора $\Delta x_r^{\text{а}} = 0,338 - 0,320 = 0,018$ кг/кг. Состояние раствора после абсорбера определяется точкой 4, которая находится на пересечении изотермы t_4 и линии $x_r = \text{const}$. Действительная зона дегазации составит: $x_r - x_a = 0,320 - 0,177 = 0,143$. Минимально допустимая зона дегазации для одноступенчатых водоаммиачных АХМ составляет 0,06, т. е. данную схему можно использовать.

Кратность циркуляции раствора $f = m/m_d$ находим из уравнения материального баланса аммиака в генераторе:

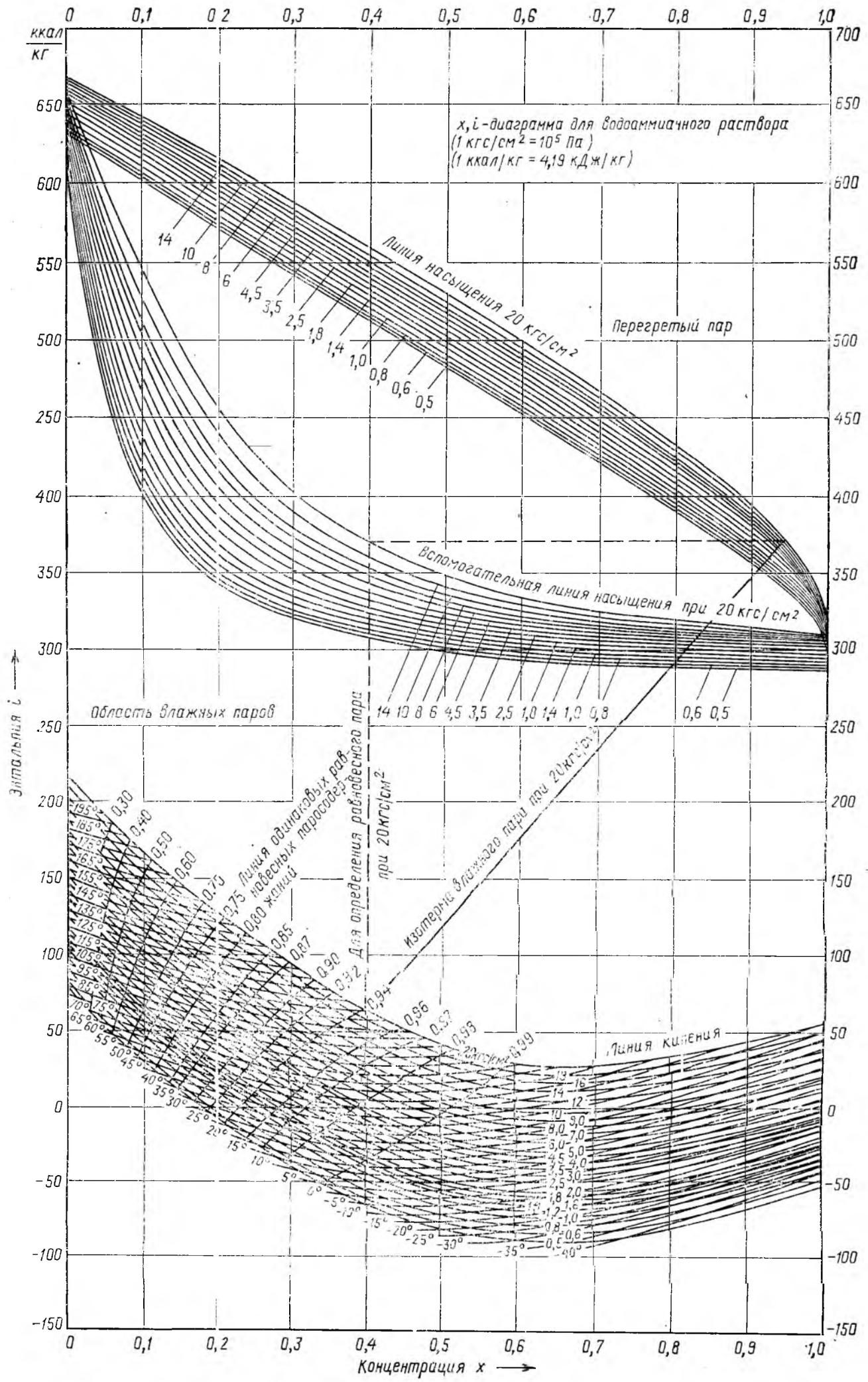
$$m_f x_r = (m_f - m_d) x_a + x_d m_d \quad (\text{XI.33})$$

i, s, p-диаграмма для аммиака (низкое давление)
 При $t_0 = 0^\circ$; $i_0 = 100,0$ ккал/кг; $s_0 = 1,0$ ккал/(кг·К)
 (1 ккал/кг = 4,19 кДж/кг)





Энтальпия i . →



Тогда

$$j = \frac{x_d - x_a}{x_r - x_a} = \frac{0,995 - 0,177}{0,32 - 0,177} = 5,72 \text{ кг/кг} \quad (\text{XI.34})$$

Состояние крепкого раствора после теплообменника на входе в ректификатор (т. 1) примем насыщенным при давлении P_R и при $x_r = 0,32$; тогда $i_1 = 250$ кДж/кг и $t_1 = 111$ °С.

Энтальпию слабого раствора после теплообменника (т. 3) находим по уравнению теплового баланса аппарата с учетом тепловых потерь в окружающую среду:

$$\eta_{т.р} (j - 1) (i_2 - i_3) = f (i_1 - i_4) \quad (\text{XI.35})$$

Коэффициент тепловых потерь теплообменника растворов $\eta_{т.р} = 0,95$ [1]. Тогда

$$i_3 = i_2 - \frac{f}{(j-1)\eta_{т.р}} (i_1 - i_4) = 497 - \frac{5,72}{(5,72-1) \cdot 0,95} [250 - (-38)] = 66 \text{ кДж/кг}$$

На диаграмме $i - x$ находим по i_3 и x_a точку 3. Температура $t_3 = 46$ °С. Состояние раствора после дросселирования жидкости (т. 3а) на диаграмме совпадает с точкой 3 (по условию процесса $i = \text{const}$). Энтальпию жидкости после насоса ввиду малой сжимаемости жидкости можно принять $i_{3a} = i_3$. Состояние пара на выходе из дефлегматора (т. 5) принимаем насыщенным при $P_R = 1,35$ МПа и $y_d = 0,995$, тогда $i_5 = 1360$ кДж/кг и $t_5 = 56$ °С. Точка 6, характеризующая состояние раствора на выходе из конденсатора, найдена по условию $P_R = \text{const}$ и $x_d = \text{const}$.

Процесс в испарителе АХМ, где кипит водоаммиачный раствор, идет при переменной температуре кипения t_0 . Низшая температура t'_0 была определена ранее и использована для определения P_0 . Высшая температура кипения обычно выше t'_0 на 3—10 °С (в зависимости от x_d), однако поток на выходе из испарителя (т. 8) должен находиться в области влажного пара для удаления воды из аппарата: $t_8 = t'_0 + 3 = -24 + 3 = -21$ °С.

По изотерме t'_8 и изобаре P_0 определяем состояние кипящей жидкости (т. 8'), прогоним изотерму t'_8 в области влажного пара и находим равновесное состояние пара (т. 8''). Тогда состояние влажного пара (т. 8) находим по условию аддитивности:

$$i_8 = i''_8 - \frac{i''_8 - i'_8}{y''_8 - x'_8} (y''_8 - y_d) \quad (\text{XI.36})$$

$$i_8 = 1240 - \frac{1240 - (-187)}{1 - 0,87} (1 - 0,995) = 1185 \text{ кДж/кг}$$

Состояние пара после парового теплообменника можно принять сухим насыщенным при $P_0 = 0,159$ МПа и $y_d = 0,995$. Тогда $i_{8a} = 1312$ кДж/кг и $t_{8a} = 9$ °С. Разность температур на теплоом конце парового теплообменника $\Delta t_1 = t_c - t_{8a} = 35 - 9 = 26$ °С. Энтальпию потока жидкости перед дроссельным устройством (т. 6а) находим из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$i_{6a} = i_6 - (i_{8a} - i_8) = 166 - (1312 - 1185) = 39 \text{ кДж/кг}$$

При $i_{6a} = 39$ кДж/кг и $x_d = 0,995$ находим $t_{6a} = +8,2$ °С. Разность температур на холодном конце

парового теплообменника $\Delta t_2 = t_{6a} - t_8 = 8,2 - (-21) = 29,2$ °С. Значения температурных напоров $\Delta t = 25 - 30$ °С обеспечивают компактность аппарата при сравнительно низких значениях коэффициента теплопередачи. Состояние жидкости после дросселя (т. 7) на диаграмме $i - x$ совпадает с т. 6а, хотя давление и температура потока после дросселирования иные: $P_0 = 0,159$ МПа, $t_7 = -24$ °С. При принятом значении концентрации пара в т. 5 и определенном ранее состоянии жидкости на входе в ректификатор (т. 1) флегмовое число R можно найти по уравнению материального баланса укрепляющей части колонны, включая дефлегматор:

$$(1 + R) y'_1 - R x'_1 = y_5 \quad (\text{XI.37})$$

где x'_1 — концентрация флегмы в сечении 1, равная концентрации крепкого раствора в т. 1, принятой ранее для состояния насыщения: $x'_1 = x_r = 0,32$; y'_1 — концентрация пара в сечении 1; находится по давлению P_R и температуре $t''_1 = t_1 + \Delta t$ (неравновесность пара и жидкости в этом сечении колонны оценивается [2] по величине переохлаждения жидкости $\Delta t = 4$ °С): $t''_1 = 111 + 4 = 115$ °С, $P_R = 1,35$ МПа, $y'_1 = 0,9$.

Флегмовое число равно:

$$R = \frac{y_5 - y'_1}{y'_1 - x'_1} = \frac{0,995 - 0,9}{0,9 - 0,32} = 0,164 \text{ кг/кг} \quad (\text{XI.38})$$

Способы определения оптимального флегмового числа рассмотрены в гл. III и VI. Температура флегмы при использовании дефлегматора несовершенного типа может быть найдена по температуре пара в т. 5 с учетом неравновесности состояний флегмы и пара в виде разности температур Δt ; при этом температура флегмы выше, а концентрация ниже, чем пара [2]. Принимая $\Delta t = 4$ °С, находим температуру и концентрацию флегмы при $P_R = 1,35$ МПа:

$$t_R = t_5 + \Delta t = 56 + 4 = 60$$
 °С $x_R = 0,608$

Тогда концентрацию пара на выходе из колонны находим по уравнению материального баланса дефлегматора:

$$(1 + R) y_{1a} = y_5 + R x_R \quad (\text{XI.39})$$

откуда

$$y_{1a} = \frac{y_5 + R x_R}{1 + R} = \frac{0,995 + 0,164 \cdot 0,608}{1 + 0,164} = 0,94$$

Энтальпию и температуру пара в т. 1а при $P_R = 1,35$ МПа и $y_{1a} = 0,94$ находим по диаграмме

Таблица XI.5. Параметры узловых точек цикла АХМ

Состояние рабочего тела в точках цикла	Параметры			
	t , °С	P , МПа	x и y , кг/кг	i , кДж/кг
Жидкость, т. 1	111	1,35	0,320	250
1R	60	1,35	0,608	44
2	145	1,35	0,177	497
3	46	1,35	0,177	66
3a	46	0,144	0,177	66
4	31	0,144	0,32	-88
4c	31	1,35	0,32	-88
6	35	1,35	0,995	166
6a	8,2	1,35	0,995	39
7	-24	0,159	0,995	39
Пар, т. 1a	102	1,35	0,94	1550
5	56	1,35	0,995	1360
8	-21	0,159	0,995	1185
8a	+9	0,159	0,995	1312

$i - x : i_{1a} = 1550$ кДж/кг, $t_{1a} = 102$ °С. Значения параметров узловых точек цикла АХМ сведены в табл. XI.5.

Расчет удельных тепловых потоков в АХМ. Удельные тепловые потоки представляют собой энергетические потоки, подводимые к рабочему телу АХМ (или отводимые от него) и отнесенные на единицу (1 кг) количества пара, сжижаемого в конденсаторе. В соответствии с этим различают удельные тепловые потоки генератора, дефлегматора, конденсатора, испарителя, абсорбера, а также потоки, характеризующие регенеративный теплообмен в теплообменниках. Расчет этих величин основан на уравнениях тепловых балансов соответствующих аппаратов.

Удельный тепловой поток дефлегматора находят из уравнения

$$(1 + R) i_{1a} = i_5 + R i_R + q_{дф} \quad (XI.40)$$

Отсюда

$$q_{дф} = (1 + R) i_{1a} - i_5 - R i_R = \\ = (1 + 0,165) 1550 - 1360 - 0,164 \cdot 44 = 437 \text{ кДж/кг}$$

Удельный тепловой поток генератора находят из уравнения:

$$q_r + f i_1 = i_5 + (f - 1) i_2 + q_{дф} \quad (XI.41)$$

Отсюда

$$q_r = i_5 - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_{дф} = \\ = 1360 - 497 + 5,72(497 - 250) + 437 = 2713 \text{ кДж/кг}$$

Удельный тепловой поток абсорбера находят из уравнения

$$i_{8a} + (f - 1) i_3 = f i_4 + q_a \quad (XI.42)$$

Отсюда

$$q_a = i_{8a} - i_3 + f(i_3 - i_4) = \\ = 1312 - 66 + 5,72[66 - (-88)] = 2127 \text{ кДж/кг}$$

Удельные тепловые потоки в конденсаторе, испарителе и паровом теплообменнике, где циркулирует m_d кг/с рабочего тела, находят как разность энтальпий потоков на входе и выходе соответствующего аппарата:

$$q_{кд} = i_5 - i_6 = 1360 - 165 = 1194 \text{ кДж/кг}$$

$$q_0 = i_8 - i_7 = 1185 - 39 = 1146 \text{ кДж/кг}$$

$$q_{т. п} = i_6 - i_{6a} = 166 - 39 = 127 \text{ кДж/кг}$$

Удельный тепловой поток в теплообменнике растворов

$$q_{т. р} = f(i_1 - i_4) = 5,72[250 - (-88)] = 1933 \text{ кДж/кг}$$

Сумма удельных тепловых потоков, подводимых к рабочему телу АХМ (если пренебречь тепловым эквивалентом работы насоса) равна:

$$\sum q_{п} = q_r + q_0 = 2713 + 1146 = 3859 \text{ кДж/кг}$$

Отведенное тепло (с учетом тепловых потерь в теплообменнике растворов) равно:

$$\sum q_{от} = q_a + q_{кд} + q_{дф} + (1 - \eta_{т. р}) q_{т. р} = \\ = 2127 + 1194 + 437 - (1 - 0,95) 1933 = 3855 \text{ кДж/кг}$$

Несовпадение баланса соответствует точности расчета по тепловой диаграмме.

Удельная техническая работа адиабатного процесса сжатия жидкости (процесс 4 — 4a) равна

$$l_n = f(i_1 - i_4) \quad (XI.43)$$

Считая жидкость несжимаемой и пренебрегая изменением внутренней энергии при повышении давления от P_a до P_k , можно определить величину l_n как работу изохорного процесса:

$$l_n = f v (P_k - P_a) = 5,72 \cdot 1,126 \cdot 10^{-3} (1,35 - 0,144) 10^3 = \\ = 7,73 \text{ кДж/кг} \quad (XI.44)$$

Удельный объем водоаммиачного раствора находим по таблицам [1, 12]. Электрическая мощность, потребляемая водоаммиачным насосом, составляет

$$N_n = m_f l_n / \eta_{пндв} = \frac{2,156 \cdot 7,73}{0,7 \cdot 0,85} = 28 \text{ кВт.} \quad (XI.45)$$

Энергетическая эффективность цикла АХМ оценивается тепловым коэффициентом, равным отношению внешних энергетических потоков, характеризующих целевой эффект и все затраты в АХМ. Пренебрегая работой насоса ($l_n \ll q_r$), получим:

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_r} = \frac{q_0}{q_r} = \frac{1146}{2713} = 0,422 \quad (XI.46)$$

2.2. ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ

Оборудование абсорбционной холодильной установки включает оборудование аммиачного контура (аппараты, водоаммиачные насосы и коммуникации абсорбционной холодильной машины), оборудование циркуляционного контура хладоносителя и оборотной воды. Поскольку внешние системы хладоносителя и охлаждающей воды идентичны рассчитанным в компрессионной установке, расчет этих систем здесь не рассматривается. Подбор оборудования АХМ проводится в определенной последовательности: вначале определяют материальные потоки в машине и рассчитывают тепловые нагрузки на аппараты, далее осуществляют подбор и поверочный расчет аппаратов АХМ, а затем — подбор водоаммиачных насосов и расчет аммиачных коммуникаций. Некоторые этапы проектирования АХМ не отличаются от приведенных ранее (в примере 1) и здесь не приводятся.

Расчет материальных потоков и тепловых нагрузок на аппараты. Внешнюю тепловую нагрузку на абсорбционную холодильную установку рассчитывают так же, как в примере 1. Она составляет $Q_0^{н.т} = 393$ кВт; тогда необходимая холодопроизводительность (с учетом потерь холода) равна $Q_0 = 432$ кВт.

Массовый расход пара, поступающего в конденсатор и далее в испаритель, равен:

$$m_d = Q_0 / q_0 = 432 / 1146 = 0,377 \text{ кг/с}$$

Массовый расход крепкого раствора

$$m_f = f m_d = 5,72 \cdot 0,377 = 2,156 \text{ кг/с}$$

Массовый расход слабого раствора

$$m_a = m_f - m_d = 2,156 - 0,377 = 1,779 \text{ кг/с}$$

Массовый расход флегмы

$$m_{фл} = R m_d = 0,164 \cdot 0,377 = 0,062 \text{ кг/с}$$

Тепловые нагрузки аппаратов АХМ равны: испарителя $Q_0^n = Q_0 = 432$ кВт; конденсатора $Q_{кд} = m_d q_{кд} = 0,377 \cdot 1194 = 450$ кВт; абсорбера $Q_a = m_d q_a = 0,377 \cdot 2127 = 802$ кВт; генератора $Q_r = m_d q_r = 0,377 \cdot 2713 = 1023$ кВт; дефлегматора $Q_{дф} = m_d q_{дф} = 0,377 \cdot 437 = 165$ кВт;

теплообменника растворов $Q_{т.р} = m_d q_{т.р} = 0,377 \cdot 1933 = 729$ кВт;
парового теплообменника $Q_{т.п} = m_d q_{т.п} = 0,377 \times 127 = 48$ кВт.

С учетом тепловых потерь через изоляцию тепловая нагрузка генератора составит

$$Q_r^A = Q_r / \eta_T = 1023 / 0,95 = 1077 \text{ кВт} \quad (XI.47)$$

Тогда расход греющего пара равен

$$m_{гр} = \frac{Q_r^A}{i_{гр}'' - i_{гр}'} = \frac{1077}{2754 - 638} = 0,509 \text{ кг/с} \quad (XI.48)$$

В уравнениях (XI.47), (XI.48) η_T — коэффициент тепловых потерь в генераторе: $\eta_T = 0,9 - 96$; $i_{гр}''$ и $i_{гр}'$ — энтальпии соответственно воды и водяного пара в состоянии насыщения при $P_{гр} = 0,5$ МПа [10].

Тепловая нагрузка на водоохлаждающее устройство (градирни) составит

$$Q = Q_{нд} + Q_a + Q_{дф} = 450 + 802 + 165 = 1417 \text{ кВт} \quad (XI.49)$$

Подбор аппаратов АХМ. Подбор и поверочный расчет основных теплообменных аппаратов (испарителя, конденсатора, дефлегматора и теплообменников для регенерации тепла) проводится по общей схеме, представленной в гл. II. При расчете абсорбера, выпарного элемента генератора и ректификационной колонны следует использовать материал глав III, V—VII. Примеры расчета этих аппаратов даны в литературе [5].

2.3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Оценим энергетическую эффективность и термодинамическое совершенство абсорбционной холодильной машины и установки в целом. Энергетическая эффективность АХМ определяется тепловым коэффициентом

$$\zeta_{х.м} = Q_0 / Q_r^A = 432 / 1077 = 0,401 \quad (XI.50)$$

Рассчитанное значение $\zeta = 0,401$ близко к экспериментальным значениям теплового коэффициента, соответствующим различным режимам работы АХМ. Эти значения ζ могут быть определены по уравнению [1]:

$$\zeta = 0,779 + 0,007t_0 - 0,00629t_k \quad (XI.51)$$

Для данных условий $t_0 = -24$ °С, $t_k = 35$ °С, $\zeta = 0,39$.

Термодинамическое совершенство АХМ может быть оценено эксергетическим КПД η_e [см. уравнение (XI.28)].

Эксергетический эффект АХМ определяют по уравнению

$$\sum E_{эф} = Q_0 \frac{T_x - T_n^B}{T_x} \quad (XI.52)$$

Суммарные затраты эксергии в АХМ равны сумме эксергии тепла в генераторе Q_r^A и электрической энергии на привод водоампийного насоса:

$$\sum E_з = Q_r^A \frac{T_{гр} - T_n^B}{T_{гр}} + N_{нх} \quad (XI.53)$$

В уравнениях (XI.52), (XI.53) T_n^B , T_x , $T_{гр}$ — температуры соответственно окружающей среды, хладоносителя и греющего пара. Подставляя известные значения в эти уравнения, получим:

$$\sum E_{эф} = -432 \frac{254,3 - 308}{254,3} = 91,8 \text{ кВт}$$

$$\sum E_з = 1077 \frac{425 - 308}{425} + 28 = 324 \text{ кВт}$$

Тогда эксергетический КПД абсорбционной холодильной машины

$$\eta_e^{хн} = \frac{91,8}{324} = 0,283$$

Термодинамическое совершенство абсорбционной установки в целом, включая затраты в контуре хладоносителя и оборотной воды, также определяют по уравнению (XI.28):

$$\sum E_{эф} = Q_0^{хн} \frac{T_x - T_n^B}{T_x} = -392 \frac{254,8 - 308,15}{254,3} = 83,0 \text{ кВт}$$

$$\sum E_з = Q_r^A \frac{T_{гр} - T_n^B}{T_{гр}} + N_{нх} + N_{вх} + N_{хв} =$$

$$= 1077 \frac{425 - 308,15}{425} + 28 + 43 + 18,9 =$$

$$= 296 + 28 + 43 + 18,9 = 385,9 \text{ кВт}$$

Тогда эксергетический КПД абсорбционной установки $\eta_e = 83,0 / 385,9 = 0,216$.

В табл. XI.6 представлены основные энергетические показатели абсорбционной холодильной установки в различные периоды года. Анализ данных показывает, что тепловой коэффициент АХМ и удельный расход греющего пара в осенне-весенний и зимний периоды заметно улучшаются вследствие снижения температуры охлаждающей воды, роста в связи с этим удельной холодопроизводительности q_0 и уменьшения кратности циркуляции f [см. уравнения (XI.32), (XI.34), (XI.41)], однако степень совершенства АХМ резко падает. Это вызвано тем, что в облегченных условиях работы возрастает относительная доля потерь от необратимости теплообмена, в частности, при использовании греющего пара тех же параметров ($P_{гр} = 0,5$ МПа, $t_{гр} = 152$ °С).

Полный термодинамический анализ работы АХМ показывает [1, 2], что при определенных температу-

Таблица XI.6. Энергетические показатели абсорбционной холодильной машины

Показатели	Расчетный режим	Эксплуатационные режимы		
		летний	весенне-осенний	зимний
$t_{гр},$ °С	152	152	152	152
$t_{х2},$ °С	-20	-20	-20	-20
$t_{в1},$ °С	+27	+23	+17	+10
$t_n^B,$ °С	+35	+24,7	+15	0 °С
$t_0,$ °С	-24	-24	-24	-24
$t_k,$ °С	35	29	23,5	16,8
$Q_0^A,$ кВт	393	393	393	393
$Q_0,$ кВт	431	431	431	431
$Q_r^A,$ кВт	1077	988	915	840
$m_{гр},$ кг/с	0,509	0,467	0,432	0,397
$N_{пх},$ кВт	28	24	22	16
$N_{хв},$ кВт	18,9	18,9	18,9	18,9
$N_{вх},$ кВт	43	43	34	22
$\zeta_{х.м}$	0,401	0,436	0,471	0,513
$\eta_e^{хн}$	0,283	0,235	0,182	0,102
η_e	0,216	0,178	0,142	0,082

рах объекта охлаждения $t_{х2}$ и охлаждающей воды $t_{н1}$ существует оптимальный режим работы, обеспечивающий наибольший тепловой коэффициент. Этот режим определяется прежде всего оптимальными значениями температуры нагрева раствора в генераторе t_2 и концентрации слабого раствора. Отклонение этих величин в любую сторону вызывает уменьшение теплового коэффициента. В холодное время года снижение температуры охлаждающей воды $t_{н1}$ приводит к смещению оптимума в сторону больших концентраций x_a и меньших температур слабого раствора t_2 , однако использование греющего пара тех же параметров сохраняет t_2 и x_a прежними. В результате возрастают тепло дефлегмации и тепловая нагрузка генератора (относительно возможных оптимальных значений). Для улучшения энергетических показателей работы АХМ в зимнее время необходимо использовать греющий пар более низких параметров либо уменьшить подачу крепкого раствора в генератор.

Термодинамическое совершенство установки в целом в зимнее время ухудшается в результате возрастания относительной доли потерь в оборотной системе водоохлаждения. В этом случае необходим сравнительный технико-экономический анализ для определения оптимального способа отвода тепла в атмосферу (воздушного или водяного).

3. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМПРЕССИОННОЙ И АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Сопоставление энергетических КПД компрессионной и абсорбционной холодильных машин показывает, что АХМ термодинамически менее совершенна, со смещением прямого и обратного циклов приводит к резкому ухудшению энергетических показателей (см. табл. XI.4 и XI.6). Однако термодинамическое совершенство не является единственным критерием, определяющим предпочтительность той или иной схемы. Выбор наиболее целесообразного варианта осуществляется на основе сравнительных расчетов экономической эффективности капиталовложений. Оптимальному варианту соответствует минимум приведенных затрат, которые при сроке строительства до года и неизменности во времени годовых эксплуатационных расходов определяются по формуле

$$Z = E_n K + S \quad (XI.54)$$

где K — единовременные капитальные затраты, руб.; E_n — нормативный коэффициент эффективности (в энергетике $E_n = 0,12 \text{ год}^{-1}$); S — годовые эксплуатационные расходы (ежегодные издержки), руб./год.

В данном случае использован разностный метод расчета экономии по приведенным затратам, позволяющий упростить задачу, учитывая только те затраты, по которым варианты различаются. Поскольку в компрессионной и абсорбционной машинах используются различные формы энергии, сопоставление вариантов должно учитывать затраты не только на получение холода в контуре холодильной машины, а также капитальные вложения и эксплуатационные издержки на производство того вида энергии, который используется.

Сравним три варианта:

1. Компрессионная холодильная машина получает электроэнергию от конденсационной электростанции (система КХМ-КЭС).

2. Абсорбционная холодильная машина получает тепло в виде насыщенного водяного пара ($P_{гр} = 0,5 \text{ МПа}$) от теплоэнергетической централи (система АХМ-ТЭЦ).

3. Абсорбционная холодильная машина получает тепло в виде насыщенного водяного пара ($P_{гр} = 0,5 \text{ МПа}$) от котла-утилизатора, использующего вторичные энергоресурсы предприятия (система АХМ-ВЭР). Этот вариант особенно актуален для химической и нефтехимической отраслей промышленности, обладающих огромными ВЭР.

При расчете используем укрупненные показатели для оценки капитальных вложений и эксплуатационных издержек.

Ниже приведены ориентировочные значения удельных капиталовложений в оборудование, расходов и стоимости условного топлива и воды:

конденсационная электростанция — 110—160 руб/кВт [18];

примем $c_{кЭС} = 135 \text{ руб/кВт}$;

теплоэлектроцентрали — 160—180 руб/кВт [18]; примем $c_{тЭЦ} = 165 \text{ руб./кВт}$;

оборудование утилизационной установки для получения пара от ВЭР — 10 000 руб/т пара [18];

компрессионная холодильная машина — $c_{кХМ} = 25 \text{ руб за } 1 \text{ м}^3 \text{ V}_h$ [1, 5];

абсорбционная холодильная машина — $c_{аХМ} = 100 \text{ руб/кВт}$ [1, 5];

системы технического водоснабжения — $c_{в} = 48 \text{ руб. за } 1 \text{ м}^3/\text{ч}$ [5];

удельный расход условного топлива на производство электроэнергии [18]

на КЭС — $b_{кЭС} = 0,36 \cdot 10^{-3} \text{ т/(кВт}\cdot\text{ч)}$;

на ТЭЦ — $b_{тЭЦ} = 0,29 \cdot 10^{-3} \text{ т/(кВт}\cdot\text{ч)}$;

удельный расход условного топлива на отпущенное тепло от ТЭЦ [18] $b_{т} = 42,7 \cdot 10^{-3} \text{ т/ГДж}$;

замыкающие затраты на топливо (газ) в районе Нижнего Поволжья [18] $З_{т} = 40 \text{ руб./т. у. т}$;

стоимость воды при оборотной системе $c_{в} = 0,01 \text{ руб/м}^3$.

Общая норма амортизационных отчислений, включая ремонт, принята для всех объектов $P_a = 7,5 \%$. При расчете использованы значения энергетических показателей холодильных машин (табл. XI.4 и XI.6), усредненные за год; длительность работы оборудования в течение года $\tau = 8000 \text{ ч}$ (в летний и зимний периоды $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 2000 \text{ ч}$, в весенне-осенний $\Delta t_3 = 4000 \text{ ч}$). Для расчета электрической мощности ТЭЦ, поставляющей тепло для АХМ, использованы основные показатели за 1980 год: установленная мощность, производство электроэнергии по теплотехническому циклу и отпуск тепла [18]. Принято на $1 \cdot 10^3 \text{ ГДж}$ тепла 15 кВт установленной мощности ТЭЦ.

Ежегодная экономия приведенных затрат при использовании абсорбционной машины рассчитана по разностному методу:

$$\Delta Z = E_n \Delta K + \Delta S \quad (XI.55)$$

где ΔK — разность капиталовложений; ΔS — экономия ежегодных издержек на эксплуатацию. Величина ΔS складывается из экономии на топливо и воду и разницы амортизационных отчислений:

$$\Delta S = \Delta S_{т} + \Delta S_{в} + \Delta S_{a} \quad (XI.56)$$

При сравнении систем КХМ—КЭС и АХМ—ТЭЦ топливная составляющая рассчитана по формуле [8]:

$$\Delta S_{т} = 3_{т} \left[\frac{b_{кЭС} \tau \sum N_{кХМ}}{\eta_a} - \frac{b_{т} Q_{г} \tau}{\eta_{т}} - \frac{b_{тЭЦ} \tau \sum N_{аХМ}}{\eta_a} \right] \quad (XI.57)$$

где $\sum N_{кХМ}$, $\sum N_{аХМ}$ — суммарные электрические мощности, потребляемые соответственно в компрессионной и абсорбционных установках; $\eta_a = 0,9$ — коэффициент, учитывающий потери в электрических сетях и неучтенный расход энергии (на КИП); $Q_{г}$ — тепловая нагрузка на генератор АХМ; $\eta_{т} = 0,9$ — коэффициент потерь тепла во внешних сетях.

При использовании для абсорбционной холодильной машины пара ВЭР в уравнении (XI.57) исчезает величина $b_{т} Q_{г} \tau / \eta_{т}$ — расход топлива на ТЭЦ для производства греющего пара для АХМ.

Экономия при сокращении расхода воды на подпитку оборотной системы определяется по соотношению:

$$\Delta S_{в} = c_{в} (\Delta m_{вкХМ} - \Delta m_{ваХМ}) \tau \quad (XI.58)$$

Разница амортизационных отчислений определена по формуле:

$$\Delta S_{a} = P_a \Delta K \quad (XI.59)$$

Результаты вычислений представлены в табл. XI.7. Анализ их показывает, что в данных условиях применение абсорбционной холодильной машины целесообразно только при использовании ВЭР. Однако в иных условиях, например при сезонности нагрузки на холодильную машину и резерве тепла ТЭЦ в летнее время, возможен иной результат.

Таблица XI.7. Расчет экологии приведенных затрат для различных вариантов холодильных установок

Показатель	Обозначение или расчетное соотношение	Сравниваемые варианты		
		КХМ—КЭС	АХМ—ТЭЦ	АХМ—ВЭР
Холодопроизводительность				
в единицу времени Q_0 , кВт		431	431	431
годовая, ГДж	$Q'_0 = Q_0 \tau$	$12,4 \cdot 10^3$	$12,4 \cdot 10^3$	$12,4 \cdot 10^3$
Тепловая нагрузка генератора АХМ				
в единицу времени, кВт	$\bar{Q}_r = \frac{\sum Q_r \Delta \tau_i}{\sum \Delta \tau_i}$	—	914	914
годовая, ГДж	$Q'_r = \bar{Q}_r \tau$	—	$26,3 \cdot 10^3$	$26 \cdot 10^3$
Расход греющего пара, т/ч	$m_{rp} = \frac{\sum m_{rp} \Delta \tau_i}{\sum \Delta \tau_i}$	—	1,55	1,55
Потребляемая электрическая мощность, кВт	$\sum N = \frac{i \sum (\sum N) \Delta \tau_i}{\sum \Delta \tau_i}$	221	75	75
Годовой расход электроэнергии, кВт·ч	$\tau \sum N$	$1,77 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^6$
Экономия условного топлива	(XI.57)			
за год, т/год		0	-714	+467
на 1 ГДж холода, т/год		0	-0,058	+0,038
Экономия затрат на топливо ΔS_T , руб/год	(XI.57)	0	-28 560	+18 690
Экономия затрат на воду ΔS_B , руб/год		0	-230	-230
Капиталовложения в КЭС, руб	$K_{KЭС} = c_{KЭС} \frac{\sum N}{\eta_э}$	33 150	—	11 250
Установленная мощность ТЭЦ, кВт				
по теплу	$N_T = 15 Q'_r \cdot 10^{-3}$	—	395	—
по электроэнергии	$N_э = \frac{\sum N_{АХМ}}{\eta_э}$	—	83	—
суммарная	$N_T + N_э$	—	478	—
Капиталовложения в ТЭЦ, руб	$K_{TЭЦ} = c_{TЭЦ} (N_T + N_э)$	—	78 870	—
Капиталовложения замещенной мощности КЭС, руб	$K_{KЭС}^{зм} = c_{KЭС} N_T$	—	53 325	—
Капиталовложения, руб				
в компрессионную холодильную машину	$K_{KХМ} = c_{KХМ} \sum V_n$	60 120	—	—
в абсорбционную машину	$K_{АХМ} = c_{АХМ} Q_0$	—	43 100	43 100
в обратное водоснабжение	$K_B = c_B m_{rp} 3,6$	8 300	13 500	13 500
в утилизатор ВЭР	$K_{yT} = 10 000 m_{rp}$	—	—	15 500
Суммарные капиталовложения в систему, руб	$\sum K$	101 570	82 145	72 100
Разность капиталовложений, руб	ΔK	0	19 425	29 500
Экономия приведенных затрат по капитальным вложениям, руб/год	$\Delta K E_H$	0	2 331	3 540
Экономия амортизационных отчислений, руб/год	$\Delta S_a = P_a \Delta K$	0	1 460	2 210
Суммарная экономия эксплуатационных издержек, руб/год	ΔS	0	-27 330	20 670
Экономия приведенных затрат, руб				
за год	ΔZ	—	-24 999	24 210
за 1 ГДж холода	$\Delta Z / Q'_0$	—	-2,02	+1,95

ЛИТЕРАТУРА

1. Бадильес И. С., Данилов Р. Л. Абсорбционные холодильные машины. М., Пищевая промышленность, 1966. 355 с.
2. Блнер Б. М., Вургафт А. В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. М., Пищевая промышленность, 1971. 203 с.
3. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П., Медникова Н. М. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л., Машиностроение, 1973. 328 с.
4. Кошкин Н. Н. и др. Холодильные машины. М., Пищевая промышленность, 1973. 512 с.
5. Кошкин Н. Н. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Л., Машиностроение, 1976. 464 с.
6. Курьлев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. Л., Машиностроение, 1980. 622 с.
7. Коршак В. В. Технология пластических масс. М., Химия, 1976. 607 с.
8. Орехов И. И., Обрезков В. Д. Холод в процессах химической технологии. Л., Изд. ЛГУ, 1980. 256 с.
9. Проектирование холодильных сооружений. Справочник. М., Пищевая промышленность, 1973. 255 с.
10. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л., Химия, 1981. 560 с.
11. Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госторгиздат, 1960. 652 с.
12. Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г., Гуревич Е. С. Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов. М., Госторгиздат, 1960. 235 с.
13. Свердлов Г. З., Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. М., Пищевая промышленность, 1978. 264 с.
14. СНиП П—А.6.—72. Строительная климатология и геофизика.
15. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. М., Пищевая промышленность, 1980. 231 с.
16. Холодильные компрессоры. Справочник. М., Легкая и пищевая промышленность, 1981. 280 с.
17. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 1. М., Госторгиздат, 1960. 544 с. Т. 2. М., Госторгиздат, 1962. 488 с.
18. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы. Справочник. М., Энергия, 1980. 529 с.
19. Холодильные машины. Справочник. М., Легкая и пищевая промышленность, 1982. 223 с.

Глава XII

МЕМБРАННЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ РАСТВОРОВ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- F — поверхность мембраны;
 G — проницаемость мембраны;
 ΔH — теплота гидратации;
 L — расход жидкости;
 x — концентрация растворенного вещества;
 Φ — наблюдаемая селективность мембраны;
 $\Phi_{и}$ — истинная селективность мембраны;
 π — осмотическое давление

ВВЕДЕНИЕ

К мембранным методам разделения, которые в последние годы начали широко внедряться в промышленность, относятся обратный осмос и ультрафильтрация [1—3]. Они основаны на фильтровании растворов под давлением через полупроницаемые мембраны, пропускающие растворитель, но задерживающие растворенные вещества. Разделение проходит без фазовых превращений при температуре окружающей среды, поэтому затраты энергии значительно меньше, чем при разделении такими методами, как перегонка, выпаривание и т. п. Малая энергоемкость и относительная простота аппаратного оформления обеспечивают высокую экономическую эффективность обратного осмоса и ультрафильтрации. В результате проведения этих процессов получают два раствора: один (концентрат) обогащен растворенными веществами, другой (фильтрат) обеднен ими. В тех случаях, когда продуктом является фильтрат, а концентрат может сбрасываться (например, при опреснении соленых природных вод), обратный осмос или ультрафильтрация — единственный процесс разделения растворов в технологической схеме. Однако в химической, пищевой, микробиологической и других отраслях промышленности продуктом является также и сконцентрированный раствор, который для последующего использования должен подвергаться либо более глубокому концентрированию (как правило, выпариванием), либо разделению на составляющие компоненты (ректификацией, адсорбцией и т. д.).

Комплексные схемы, включающие наряду с обратным осмосом и ультрафильтрацией другие процессы разделения, представляют наибольший интерес при выполнении курсового проекта. В данной главе рассматривается методика расчета только обратного осмоса и ультрафильтрации, поскольку вопросы расчета остальных процессов, входящих в комплексные схемы, подробно освещены в предыдущих главах.

1. РАСЧЕТ УСТАНОВКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ОБРАТНОГО ОСМОСА

Здесь рассматривается установка для концентрирования растворов, в которой одним из основных узлов является аппарат обратного осмоса. Введение

этого аппарата позволяет существенно снизить общие затраты на процесс концентрирования, поскольку большая часть воды удаляется высокоэкономичным методом (методом обратного осмоса), и лишь малая часть — сравнительно дорогим методом (выпариванием).

Технологическая схема установки приведена на рис. XII.1. Разбавленный раствор неорганической соли из емкости 1 подается насосом 2 на песчаный фильтр 3, где очищается от взвесей твердых частиц. Очищенный раствор насосом высокого давления 4 подается в установку обратного осмоса 5, состоящую из ряда секций, где концентрируется до концентраций порядка 2—4 % (масс.). Концентрат подогревается в теплообменнике 6 и направляется в выпарной аппарат 7, работающий под небольшим избыточным давлением. В выпарном аппарате производится окончательное концентрирование раствора до требуемой величины. Упаренный раствор стекает в емкость 8.

Фильтрат из аппаратов обратного осмоса сбрасывается в канализацию или возвращается в технологический процесс. Вторичный пар из выпарного аппарата 7 направляется для обогрева

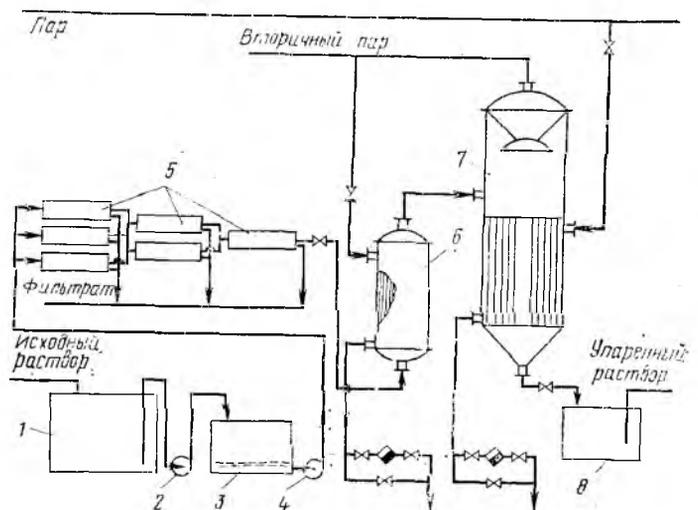


Рис. XII.1. Технологическая схема установки для концентрирования растворов с применением обратного осмоса:

- 1 — емкость; 2 — насос; 3 — фильтр; 4 — насос высокого давления; 5 — аппарат обратного осмоса; 6 — теплообменник; 7 — выпарной аппарат; 8 — емкость для упаренного раствора.

других производственных аппаратов, в том числе теплообменника 6.

Задание на проектирование. Спроектировать установку для концентрирования 5,5 кг/с водного раствора CaCl₂ от концентрации 0,8 % до 30 % (масс.). Первичное концентрирование провести методом обратного осмоса, окончательно — выпариванием. Потери соли с фильтратом не должны превышать 10 % от количества, содержащегося в исходном растворе.

Рабочие условия в ступенях даны ниже.

Степень обратного осмоса:

тип аппарата — с рулонными фильтрующими элементами;

мембрана — ацетатцеллюлозная;

перепад рабочего давления через мембрану — 5 МПа; рабочая температура — 25 °С.

Степень выпаривания:

тип аппарата — с направленной естественной циркуляцией;

давление в аппарате — 0,2 МПа.

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ НА СТУПЕНИ ОБРАТНОГО ОСМОСА

При концентрировании разбавленных растворов обратный осмос экономичнее выпаривания. Однако, начиная с концентраций растворенных веществ 0,2—0,4 моль/л воды, характеристики обратного осмоса начинают ухудшаться [3, с. 188]: становится существенным уменьшение проницаемости мембран и снижается их селективность, которая для разбавленных растворов примерно постоянна. Это приводит к увеличению необходимой поверхности мембран и ухудшению качества фильтрата. Поэтому примем концентрацию 0,3 моль/л воды в качестве конечной для ступени обратного осмоса. (Наиболее правильно определять эту концентрацию на основе технико-экономических расчетов.)

С помощью данных, приведенных в Приложении 2, находим, что выбранное значение соответствует массовой концентрации 3,2 %. Таким образом, в аппарате обратного осмоса раствор концентрируется от начальной концентрации $x_{1н} = 0,8$ % (масс.) до конечной концентрации $x_{1к} = 3,2$ % (масс.). Степень концентрирования равна: $K = x_{1к}/x_{1н} = 3,2/0,8 = 4$.

1.2. ВЫБОР МЕМБРАНЫ

При выборе мембраны следует исходить из того, что она должна обладать максимальной удельной производительностью (проницаемостью) при селективности, обеспечивающей требования к качеству фильтрата (соответствие санитарным нормам, допустимым потерям растворенного вещества и т. п.).

Истинная селективность $\varphi_{и}$ определяется соотношением $\varphi_{и} = (x_3 - x_2)/x_3$, в отличие от наблюдаемой φ , равной $\varphi = (x_1 - x_2)/x_1$ (где x_1, x_2, x_3 — концентрация соли соответственно в разделяемом растворе, в фильтрате и у поверхности мембраны со стороны разделяемого раствора в произвольном поперечном сечении аппарата).

Истинную селективность мембран $\varphi_{и}$ можно рассчитать по формуле [3, с. 207]:

$$\lg(1 - \varphi_{и}) = a - b \lg f(\Delta H) \quad (XII.1)$$

Ниже представлены характеристики ацетатцеллюлозных мембран для обратного осмоса, выпускаемых в СССР (при перепаде рабочего давления $\Delta p = 5$ МПа и рабочей температуре $t = 25$ °С):

Марка мембраны	Проницаемость по воде G_0 10^8 кг/(м ² ·с)	Константы уравнения (XII.1)	
		a	b
МГА-100	1,11	7,342	3,024
МГА-95	1,67	5,780	2,400
МГА-90	2,78	5,179	2,093
МГА-80	4,17	4,323	1,729

Для расчета истинной селективности по формуле (XII.1) предварительно следует определить функцию теплот гидратации ионов электролита $f(\Delta H)$:

$$f(\Delta H) = \Delta H_m \Delta H_b^m / 4,187^{1+m} \quad (XII.2)$$

где $\Delta H_m, \Delta H_b$ — соответственно меньшее и большее значения теплот гидратации ионов данного электролита; m — константа, зависящая от валентности катиона и аниона.

Экспериментально определенные значения m при $\Delta p = 5$ МПа и $t = 20 - 25$ °С приведены ниже:

Валентность катиона	1	1	2	2	3	3
Валентность аниона	1	2	1	2	2	1
m	0,51	0,47	0,47	0,33	0,33	0,40

Значения теплот гидратации для некоторых ионов приведены в Приложении 1 данной главы.

Для рассматриваемого случая

$$f(\Delta H)_{CaCl_2} = \frac{\Delta H_{Cl} - \Delta H_{Ca^{2+}}^{0,47}}{4,187^{1,47}} = \frac{352 \cdot 1616^{0,47}}{4,187^{1,47}} = 1380$$

Проводим расчет для мембраны МГА-100:

$$\lg(1 - \varphi_{и}) = 7,342 - 3,024 \lg 1380 = \bar{3},847$$

$$1 - \varphi_{и} = 0,007 \quad \varphi_{и} = 0,993$$

Аналогичным путем определяем истинную селективность для остальных мембран. Получаем:

Мембрана	МГА-100	МГА-95	МГА-90	МГА-80
$\varphi_{и}$	0,993	0,982	0,959	0,927

Приняв в первом приближении, что наблюдаемая селективность равна истинной, определим среднюю концентрацию \bar{x}_2 растворенного вещества в фильтрате для каждой мембраны по формуле [3, с. 230]:

$$\bar{x}_2 = x_{1н} \frac{1 - K \frac{1 - \varphi}{\varphi}}{1 - K \frac{1}{\varphi}} \quad (XII.3)$$

Расчеты начнем с наиболее производительной мембраны — МГА-80:

$$\bar{x}_2 = 0,008 \frac{1 - 4^{-(1-0,927)/0,927}}{1 - 4^{-1/0,927}} = 0,001066 \text{ кг соли/кг раствора}$$

Определяем расход фильтрата L_{ϕ} :

$$L_{\phi} = L_{н} \left(1 - K \frac{1}{\varphi}\right) \quad (XII.4)$$

Расход исходного раствора $L_{н}$ задан. Отсюда

$$L_{\phi} = 5,56 (1 - 4^{-1/0,927}) = 5,56 \cdot 0,7759 = 4,31 \text{ кг/с}$$

Расход соли с исходным раствором равен

$$L_{н} x_{н} = 5,56 \cdot 0,008 = 0,0445 \text{ кг/с}$$

Потери соли с фильтратом

$$L_{\phi} \bar{x}_2 = 4,31 \cdot 0,001066 = 0,0046 \text{ кг/с}$$

что в процентах от количества, содержащегося в исходном растворе, составит: $(0,0046/0,0445) 100 = 10,33 \%$.

Полученное значение больше допустимого (10 %), поэтому рассмотрим следующую по производительности мембрану — МГА-90:

$$\begin{aligned} \bar{x}_2 &= 0,008 \frac{1 - 4^{-(1-0,959)/0,959}}{1 - 4^{-1/0,959}} = \\ &= 0,000603 \text{ кг соли/кг раствора} \\ L_{\phi} &= 5,56 (1 - 4^{-1/0,959}) = 4,25 \text{ кг/с} \\ L_{\phi} \bar{x}_2 &= 0,00253 \text{ кг/с} \end{aligned}$$

Потери соли: $(0,00256/0,0445) 100 = 5,75 \%$.

Эта величина находится в пределах допустимого, поэтому выбираем для дальнейших расчетов мембрану МГА-90, имеющую селективность $\varphi_{\text{H}} = 0,959$ и проницаемость $G_0 = 2,78 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$.

1.3. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ МЕМБРАН

Проницаемость G мембран по отношению к раствору соли определим из уравнения

$$G = A (\Delta p - \Delta \pi) = A [\Delta p - (\pi_3 - \pi_2)] \quad (\text{XII.5})$$

где Δp — перепад рабочего давления через мембрану, МПа; π_3 — осмотическое давление разделяемого раствора у поверхности мембраны, МПа; π_2 — осмотическое давление фильтрата, МПа; $A = G_0/\Delta p$ — константа проницаемости мембраны по воде, $\text{кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{МПа)}$.

В первом приближении пренебрегаем влиянием концентрационной поляризации [3, с. 170] и будем считать, что осмотическое давление у поверхности мембраны равно осмотическому давлению в объеме разделяемого раствора: $\pi_3 = \pi_1$.

Примем также, что осмотическое давление фильтрата пренебрежимо мало: $\pi_2 = 0$.

С учетом этих допущений перепишем выражение (XII.5) в виде

$$G = G_0 (1 - \pi_1/\Delta p) \quad (\text{XII.6})$$

По данным Приложения 2 строим график зависимости осмотического давления от концентрации CaCl_2 (рис. XII.2). По графику находим: $\pi_{1\text{H}} = 0,46 \text{ МПа}$; $\pi_{1\text{K}} = 2,0 \text{ МПа}$.

Проницаемость на входе разделяемого раствора в аппараты обратного осмоса и на выходе соответственно равна:

$$\begin{aligned} G_{\text{H}} &= G_0 (1 - \pi_{1\text{H}}/\Delta p) = 2,78 \cdot 10^{-3} (1 - 0,46/5) = \\ &= 2,52 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \\ G_{\text{K}} &= G_0 (1 - \pi_{1\text{K}}/\Delta p) = 2,78 \cdot 10^{-3} (1 - 2/5) = \\ &= 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \end{aligned}$$

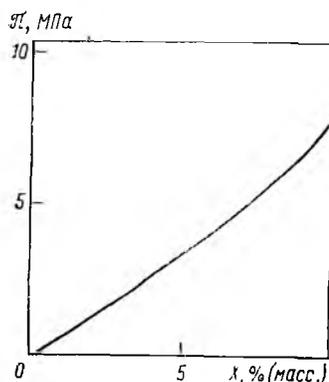


Рис. XII.2. Зависимость осмотического давления раствора CaCl_2 в воде от концентрации при $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Примем в первом приближении, что средняя проницаемость мембран в аппаратах может быть взята как средняя арифметическая величина:

$$\bar{G} = \frac{G_{\text{H}} + G_{\text{K}}}{2} = \frac{2,52 + 1,67}{2} \cdot 10^{-3} = 2,09 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Тогда рабочая поверхность мембран F равна:

$$F = L_{\phi}/\bar{G} = 4,25/2,09 \cdot 10^{-3} = 2032 \text{ м}^2$$

1.4. ВЫБОР АППАРАТА

Наиболее перспективными среди существующих конструкций аппаратов рулонного типа [3, с. 142] являются аппараты, каждый модуль которых состоит из нескольких совместно навитых рулонных фильтрующих элементов [3, с. 149]. Подобная конструкция обеспечивает большую производительность при сравнительно малых габаритах.

На рис. XII.3 представлен аппарат с шестью совместно навитыми фильтрующими элементами. В корпусе 9, выполненном в виде трубы из нержавеющей стали, последовательно располагаются мембранные модули 6, содержащие по шесть совместно навитых рулонных фильтрующих элементов. Герметизация корпуса обеспечивается с помощью уплотнительных резиновых колец 2 круглого сечения, расположенных в пазах торцевых пробок 3. Пробки удерживаются в аппарате упорными кольцами 1 с наружной резьбой. Фильтратоотводящие трубки 10 смежных модулей состыкованы, а в местах стыковки герметизированы резиновыми муфтами 14. Открытые концы трубок крайнего модуля глушатся специальными пробками 8. С другой стороны трубки выводятся в камеру сбора фильтрата 4.

Каждый из рулонных фильтрующих элементов состоит из дренажного слоя 12 и расположенных по обе стороны мембран 13. Этот пакет прикрепляется к фильтратоотводящей трубке 10, а герметизация его кромок достигается склеиванием краев мембраны между собой. Для предотвращения слипания мембран соседних пакетов при их навивке вокруг пучка фильтратоотводящих трубок, а также для образования межмембранных каналов и турбулизации потока между пакетами размещается сетка-сепаратор 11. Пучки фильтратоотводящих трубок крепятся в специальном каркасе, который представляет собой стянутые осевым стержнем 5 две рамки 7 с гнездами для концов трубок и отверстиями для прохождения разделяемого раствора через модуль.

Рабочая длина модуля $l_{\text{м}}$ определяется шириной выпускаемого мембранного полотна (0,450 м) и составляет 0,4 м.

Переменные могут быть следующие параметры: число n_3 совместно навитых рулонных элементов (обычно от 4 до 12);

длина пакета $l_{\text{п}}$ (от 0,6 до 1,8 м);

число модулей в корпусе аппарата $n_{\text{м}}$ (от 2 до 6);

толщина сетки-сепаратора $\delta_{\text{с}}$ (от 0,3 до 1 мм);

толщина пакета (двух мембран с расположенным между ними дренажным слоем) $\delta_{\text{п}}$ (от 0,5 до 1,5 мм).

При выборе длины пакета (т. е. каждой спирали) следует исходить из того, что гидравлическое сопротивление дренажа потоку фильтрата не должно быть чрезмерно большим. Поэтому для мембран с меньшей проницаемостью (МГА-100) можно принять $l_{\text{п}} = 1,8 \text{ м}$, для мембран с наибольшей проницаемостью (МГА-80) следует брать $l_{\text{п}} = 0,6 \text{ м}$. Соответственно будет меняться и целесообразное число совместно навитых элементов: 4 в первом случае и 12 — во втором (этим достигается примерное равенство поверхности мембран в модуле).

Для выбранной мембраны МГА-90 примем $l_{\text{п}} = 1 \text{ м}$, $n_3 = 6$.

С увеличением числа модулей в аппарате усложняется конструкция и процесс сборки, однако увеличивается компактность установки, что особенно важно в установках большой производительности (свыше $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ фильтрата). Поэтому примем $n_{\text{м}} = 6$.

1.5. СЕКЦИОНИРОВАНИЕ АППАРАТОВ В УСТАНОВКЕ

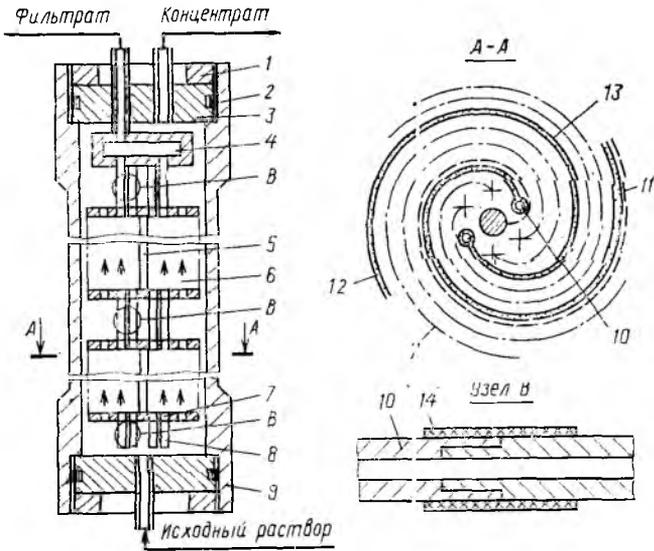


Рис. XII.3. Схема устройства аппарата рулонного типа:

1 — упорные кольца; 2 — уплотнительные кольца; 3 — торцевые пробки; 4 — камера сбора фильтрата; 5 — осевой стержень; 6 — мембранный модуль; 7 — рамка; 8 — пробка; 9 — корпус; 10 — фильтратоотводящая трубка; 11 — сетка-сепаратор; 12 — дренажный слой; 13 — мембрана; 14 — муфта.

Уменьшение толщины сетки-сепаратора и дренажного слоя увеличивает компактность установки, но приводит к росту гидравлического сопротивления. Выберем для последующих расчетов $\delta_c = 0,5$ мм.

При определении δ_n следует учитывать, что дренажный слой состоит из собственно дренажного материала (относительно крупнопористого) и двух подложек под мембраны из мелкопористого материала, которые служат для предотвращения вмятия мембраны в дренаж. Таким образом

$$\delta_n = \delta_d + 2\delta_1 + 2\delta_2$$

где δ_d — толщина дренажного материала (0,1—0,5 мм); δ_1 — толщина подложки (0,1—0,4 мм); δ_2 — толщина мембраны (0,1 мм).

Примем $\delta_d = 0,4$ мм, $\delta_1 = 0,2$ мм. Тогда

$$\delta_n = 0,4 + 0,4 + 0,2 = 1 \text{ мм}$$

Определим основные параметры аппарата.

Рабочая поверхность мембран в одном элементе

$$F_a = 2l_{\text{пл}}l_m = 2 \cdot 1 \cdot 0,4 = 0,8 \text{ м}^2$$

Рабочая поверхность мембран в одном модуле

$$F_m = n_a F_a = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \text{ м}^2$$

Рабочая поверхность мембран в аппарате

$$F_a = n_m F_m = 6 \cdot 4,8 = 28,8 \text{ м}^2$$

Сечение аппарата, по которому проходит разделяемый раствор

$$S_c = n_a l_{\text{пл}} \delta_c = 6 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Сечение аппарата, занятое пакетами

$$S_n = n_a l_{\text{пл}} \delta_n = 6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Общее сечение аппарата (с учетом 10 %-ного запаса на конструктивные элементы — фильтратоотводящие трубки и т. п.) составляет

$$S_a = (S_c + S_n) 1,1 = 9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1 = 9,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутренний диаметр аппарата (равный внешнему диаметру рулонного модуля):

$$d_a = \sqrt{4S_a/\pi} = 4 \cdot 9,9 \cdot 10^{-3} / \pi = 0,113 \text{ м}$$

Общее число аппаратов в мембранной установке

$$n = F/F_a = 2032/28,8 = 70,5 = 71$$

Необходимость секционирования обусловлена тем, что при параллельном соединении всех аппаратов велико отрицательное влияние концентрационной поляризации, а при последовательном соединении всех аппаратов чрезмерно велико гидравлическое сопротивление потоку разделяемого раствора.

Проведем секционирование аппаратов в установке, т. е. определим число последовательно соединенных секций, в каждой из которых разделяемый раствор подается одновременно (параллельно) во все аппараты.

При секционировании будем исходить из условий примерного равенства средних скоростей разделяемого раствора в каждом аппарате каждой секции и постоянства принимаемого снижения расхода по длине аппарата:

$$\bar{L}_i = \frac{L_{ni} + L_{ki}}{2n_i} = \text{const} \quad (\text{XII.7})$$

$$q = \frac{L_{ni}}{L_{ki}} = \text{const} \quad (\text{XII.8})$$

где L_{ni} , L_{ki} — соответственно начальный и конечный расход разделяемого раствора в i -й секции; n_i — число аппаратов в i -й секции.

Для удобства расчетов в выражении (XII.7) используем вместо средней скорости средний массовый расход разделяемого раствора в каждом аппарате i -й секции \bar{L}_i , поскольку плотность раствора в процессе концентрирования меняется незначительно, а сечение аппаратов постоянно.

Представим расход раствора на выходе из секции как разницу между расходом раствора на входе в секцию и расходом фильтрата в секции (при этом расход фильтрата в каждом аппарате $L_{\text{ф.а}}$ будем считать постоянным и равным значению расхода при средней проницаемости):

$$L_{ki} = L_{ni} - L_{\text{ф.а}} n_i \quad (\text{XII.9})$$

Подставляя в соотношение (XII.9) значение L_{ki} из выражения (XII.8) и решая преобразованное уравнение относительно числа аппаратов в i -й секции, получим:

$$n_i = L_{ni} \left(1 - \frac{1}{q}\right) / L_{\text{ф.а}} \quad (\text{XII.10})$$

Выражение (XII.10) определяет число аппаратов в каждой секции, отвечающее принятому значению q .

Начальный расход разделяемого раствора в каждой секции, начиная со второй, равен конечному расходу в предыдущей секции:

$$L_{ni} = L_{n(i-1)} \quad (\text{XII.11})$$

Отсюда с учетом (XII.8), зная расход исходного раствора L_n , получим:

$$L_{ni} = L_n (i-1) / q = L_n / q^{i-1} \quad (\text{XII.12})$$

Преобразуем выражение (XII.10) с учетом соотношения (XII.12):

$$n_i = L_n \left(1 - \frac{1}{q}\right) / (q^{i-1} L_{\text{ф.а}}) \quad (\text{XII.13})$$

Тогда для первой секции

$$n_1 = L_n \left(1 - \frac{1}{q}\right) / L_{\text{ф.а}} \quad (\text{XII.14})$$

Сравнивая соотношения (XII.13) и (XII.14), можно увидеть, что

$$n_i = n_1/q^{i-1} \quad (\text{XII.15})$$

Проверим справедливость условия (XII.7), т. е. соблюдение постоянства среднего расхода (скорости) в каждом аппарате каждой секции:

$$\begin{aligned} \bar{L}_i &= \frac{L_{ni} + L_{ki}}{2n_i} = \frac{L_n/q^{i-1} + L_n/q^{i-1}q}{2L_n \left(1 - \frac{1}{q}\right) / (q^{i-1}L_{\phi.a})} = \\ &= \frac{L_{\phi.a}(q+1)}{2(q-1)} \quad (\text{XII.16}) \end{aligned}$$

Отсюда видно, что с учетом принятых допущений условие (XII.7) соблюдается.

Для проведения операции секционирования необходимо задаться допустимым снижением расхода по длине аппарата q . Быстрое снижение расхода разделяемого раствора при его течении по аппарату (вследствие убыли фильтрата) может приводить к осаждению на поверхности мембран взвешенных микрочастиц, что загрязняет мембраны и ухудшает их характеристики. С другой стороны, небольшое изменение расхода по длине аппарата возможно лишь при последовательном соединении всех аппаратов или же в случае чрезмерно большого числа секций, что приведет к значительному гидравлическому сопротивлению. Поэтому рекомендуется выбирать значение q в интервале $1,1 \leq q \leq 1,6$, руководствуясь следующим соотношением между K и q :

K	1,5—2	3—4	5—7	8—12	13—20	>20
q	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6

В нашем случае раствор концентрируется в 4 раза ($K = 4$), поэтому примем $q = 1,2$. Найдем $L_{\phi.a}$:

$$L_{\phi.a} = \bar{G}F_a = 2,09 \cdot 10^{-3} \cdot 28,8 = 6,02 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}$$

Определим по формуле (XII.14) число аппаратов в первой секции:

$$n_1 = \frac{5,56(1 - 1/1,2)}{6,02 \cdot 10^{-2}} = 15,44 = 15$$

Далее, используя выражение (XII.15), определяем число аппаратов в последующих секциях:

$n_2 = 15,44/1,2 = 12,9 = 13$	$n_3 = 15,44/1,2^2 = 10,7 = 11$
$n_4 = 15,44/1,2^3 = 8,9 = 9$	$n_5 = 15,44/1,2^4 = 7,4 = 7$
$n_6 = 15,44/1,2^5 = 6,2 = 6$	$n_7 = 15,44/1,2^6 = 5,2 = 5$
$n_8 = 15,44/1,2^7 = 4,3 = 4$	$n_9 = 15,44/1,2^8 = 3,6 = 4$

Суммируя число аппаратов, замечаем, что

$$\sum_{i=1}^8 n_i = 70 \quad \sum_{i=1}^9 n_i = 74$$

т. е. в случае 8 секций недостает одного аппарата до общего числа 71, а в случае 9 секций три аппарата становятся избыточными. Ограничимся восемью секциями, добавив один аппарат к первой секции. (Поскольку в первой секции установлено больше всего аппаратов, то изменение их числа на единицу мало отразится на скоростях потоков. Если возникнет необходимость перераспределения двух и более аппаратов, следует добавлять или убавлять их пропорционально числу аппаратов в секциях.)

На основании полученных данных имеем:

№ секции	1	2	3	4	5	6	7	8
Число аппаратов в секции	16	13	11	9	7	6	5	4

1.6. РАСЧЕТ НАБЛЮДАЕМОЙ СЕЛЕКТИВНОСТИ МЕМБРАН

Наблюдаемую селективность рассчитываем по формуле

$$\lg \frac{1-\varphi}{\varphi} = \frac{U}{2,3\beta} + \lg \frac{1-\varphi_n}{\varphi_n} \quad (\text{XII.17})$$

где U — скорость движения раствора по направлению к мембране, вызванного отводом фильтрата; β — коэффициент массоотдачи растворенного вещества от поверхности мембраны к ядру потока разделяемого раствора.

Коэффициент массоотдачи β определяем из диффузионного критерия Нуссельта Nu' . При расчетах будем считать канал, по которому движется разделяемый раствор, полым, т. е. пренебрежем влиянием сепарирующей сетки. При этом мы делаем ошибку в сторону занижения наблюдаемой селективности, что обеспечивает некоторый запас селективности на возможные дефекты в мембране.

Расчеты проведем для двух сечений: на входе исходного раствора в аппараты первой секции и на выходе концентрата из аппаратов последней секции.

Сечение на входе в первую секцию. Определим режим течения раствора. Скорость течения равна:

$$w_n = \frac{L_n}{\rho_n S_c n_1} = \frac{5,56}{1004 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 16} = 0,115 \text{ м/с}$$

Значения плотности ρ , коэффициентов кинематической вязкости ν и диффузии D определяем интерполяцией и экстраполяцией, пользуясь данными Приложения 2.

Эквивалентный диаметр для кольцевого канала:

$$d_3 = 2\delta_c = 2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re_n = \frac{w_n d_3}{\nu_n} = \frac{0,115 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,914 \cdot 10^{-6}} = 126$$

Таким образом, в аппарате происходит ламинарное течение разделяемого раствора. Для нахождения Nu' в случае ламинарного потока в каналах умеренной длины можно использовать уравнение

$$Nu' = a_1 (Re Pr' d_3/l)^{1/3} \quad (\text{XII.18})$$

где $Pr' = \nu/D$ — диффузионный критерий Прандтля; l — длина канала; a_1 — коэффициент, равный 2,24 для плоских каналов и 1,95 — для трубчатых.

Уравнение (XII.18) справедливо при условии

$$100 < Re Pr' d_3/l < 5000 \quad (\text{XII.19})$$

Если это условие не соблюдается, следует использовать другие критериальные уравнения.

Для ламинарного режима и плоских мембран

$$\text{при } \zeta \leq 0,02 \quad Nu' = \frac{4Pe'}{\ln(1 + 1,536\zeta^{1/3})}$$

$$\text{при } \zeta > 0,02 \quad Nu' = \frac{4Pe'}{\ln(\zeta + 6 - 5 \exp \sqrt{\zeta/3})}$$

$$\text{где } \zeta = \frac{4(Pe')^2 U l}{3w d_3}; \quad Pe' = \frac{U d_3}{D}$$

Для турбулентного режима

$$\text{при } l/d_3 > 60 \quad Nu' = 0,04 Re^{3/4} (Pr')^{1/3}$$

Найдем произведение $Re Pr' d_3/l$, учитывая, что в данном случае длина канала равна длине одного модуля $l = l_m$:

$$Pr'_n = \frac{\nu_n}{D_n} = \frac{0,914 \cdot 10^{-6}}{1,287 \cdot 10^{-9}} = 780$$

$$Re_n Pr'_n \frac{d_3}{l_m} = 126 \cdot 780 \frac{1 \cdot 10^{-3}}{0,4} = 246$$

Следовательно, условие (XII.19) соблюдается. Тогда

$$Nu'_H = 2,24 \cdot 246^{1/3} = 2,24 \cdot 6,26 = 14,0$$

$$\beta_H = \frac{Nu'_H D_H}{d_3} = \frac{14,0 \cdot 1,287 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 10^{-3}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$$

$$U_H = \frac{G_H}{\rho_H} = \frac{2,52 \cdot 10^{-3}}{1004} = 2,51 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$\lg \frac{1 - \varphi_H}{\varphi_H} = \frac{2,51 \cdot 10^{-6}}{2,3 \cdot 1,8 \cdot 10^{-5}} + \lg \frac{1 - 0,959}{0,959} = 2,6914$$

Отсюда $\varphi_H = 0,953$.

Сечение на выходе концентрата из последней секции. Расход концентрата:

$$L_K = L_H - L_\Phi = 5,56 - 4,25 = 1,31 \text{ кг/с}$$

$$w_K = \frac{L_K}{\rho_K S_c n_s} = \frac{1,31}{1023 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 0,1066 \text{ м/с}$$

$$Re_K = \frac{w_K d_3}{\nu_K} = \frac{0,1066 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,956 \cdot 10^{-6}} = 111$$

$$Pr_K = \frac{\nu_K}{D_K} = \frac{0,956 \cdot 10^{-6}}{1,292 \cdot 10^{-9}} = 739$$

$$Re_K Pr'_K \frac{d_3}{l_m} = 111 \cdot 739 \frac{1 \cdot 10^{-3}}{0,4} = 205$$

$$Nu'_K = 2,24 \cdot 205^{1/3} = 13,2$$

$$\beta_K = \frac{Nu'_K D_K}{d_3} = \frac{13,2 \cdot 1,292 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 10^{-3}} = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$$

$$U_K = \frac{G_K}{\rho_K} = \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{1023} = 1,63 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$\lg \frac{1 - \varphi_K}{\varphi_K} = \frac{1,63 \cdot 10^{-6}}{2,3 \cdot 1,7 \cdot 10^{-5}} + \lg \frac{1 - 0,959}{0,959} = 2,6726$$

Отсюда $\varphi_K = 0,955$.

Таким образом, наблюдаемая селективность незначительно меняется в установке (от 0,953 на входе в первую секцию до 0,955 на выходе из последней секции). Для последующих расчетов будем использовать среднеарифметическое значение:

$$\varphi = \frac{\varphi_H + \varphi_K}{2} = \frac{0,953 + 0,955}{2} = 0,954$$

Проверим пригодность выбранной мембраны. Для этого по формуле (XII.3) определим концентрацию соли в фильтрате, используя полученное значение наблюдаемой селективности:

$$x_2 = 0,008 \frac{1 - 4^{-(1-0,954)/0,954}}{1 - 4^{-1/0,954}} = 0,00680 \text{ кг соли/кг раствора}$$

По формуле (XII.4) найдем расход фильтрата:

$$L_\Phi = 5,56 (1 - 4^{-1/0,954}) = 4,26 \text{ кг/с}$$

Потери соли с фильтратом:

$$L_\Phi x_2 = 4,26 \cdot 0,00680 = 0,029 \text{ кг/с}$$

Потери в процентах составляют $(0,029/0,0445) \cdot 100 = 6,53 \%$, что меньше допустимых 10 %, поэтому нет необходимости перехода к более селективным мембранам.

1.7. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ МЕМБРАН

Проведем расчет проницаемости по формуле (XII.5) с учетом осмотического давления раствора у поверхности мембраны и фильтрата. Необходимые для расчета концентрации x_3 и x_2 найдем следующим путем. Согласно определению

$$\varphi = \frac{x_1 - x_2}{x_1} \quad \varphi_H = \frac{x_3 - x_2}{x_3}$$

Отсюда для каждого поперечного сечения можно записать:

$$x_2 = (1 - \varphi) x_1 = (1 - \varphi_H) x_3 \quad \text{или} \quad x_3 = x_2 / (1 - \varphi_H)$$

Рассмотрим два крайних сечения.

Сечение на входе в аппараты первой секции

$$x_{2H} = (1 - \varphi) x_{1H} = (1 - 0,954) 0,008 = 0,000368 \text{ кг соли/кг раствора}$$

$$x_{3H} = \frac{x_{2H}}{1 - \varphi_H} = \frac{0,000368}{1 - 0,959} = 0,00898 \text{ кг соли/кг раствора}$$

По графику (рис. XII.2) находим:

$$\pi_{3H} = 0,52 \text{ МПа} \quad \pi_{2H} = 0,02 \text{ МПа}$$

$$G_H = A [\Delta p - (\pi_{3H} - \pi_{2H})] = \frac{G_0}{\Delta p} [\Delta p - (\pi_{3H} - \pi_{2H})] = G_0 \left(1 - \frac{\pi_{3H} - \pi_{2H}}{\Delta p} \right) = 2,78 \cdot 10^{-3} \left(1 - \frac{0,52 - 0,02}{5} \right) = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Сечение на выходе из аппаратов последней секции

$$x_{2K} = (1 - \varphi) x_{1K} = (1 - 0,954) 0,032 = 0,00147 \text{ кг соли/кг раствора}$$

$$x_{3K} = \frac{x_{2K}}{1 - \varphi_H} = \frac{0,00147}{1 - 0,959} = 0,0359 \text{ кг соли/кг раствора}$$

$$\pi_{3K} = 2,24 \text{ МПа} \quad \pi_{2K} = 0,09 \text{ МПа}$$

$$G_K = 2,78 \cdot 10^{-3} \left(1 - \frac{2,24 - 0,09}{5} \right) = 1,58 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Выразим проницаемость в виде функции от концентрации раствора по уравнению

$$G = G_0 - cx_1 \quad (\text{XII.20})$$

Здесь c — константа для данной системы. Найдем значение c для крайних сечений:

$$c_H = \frac{G_0 - G_H}{x_{1H}} = \frac{2,78 \cdot 10^{-3} - 2,50 \cdot 10^{-3}}{0,008} = 0,035$$

$$c_K = \frac{G_0 - G_K}{x_{1K}} = \frac{2,78 \cdot 10^{-3} - 1,58 \cdot 10^{-3}}{0,032} = 0,0375$$

Разница между полученными значениями, выраженная в процентах, составляет:

$$\frac{c_K - c_H}{c_K} \cdot 100 = \frac{0,0375 - 0,035}{0,0375} \cdot 100 = 6,67 \%$$

Это расхождение невелико, поэтому уравнение (XII.20) применимо ко всей установке при использовании среднеарифметического значения c :

$$c = \frac{c_H + c_K}{2} = \frac{0,035 + 0,0375}{2} = 0,0362$$

Тогда проницаемость $G = 0,00278 - 0,0362x_1$.

Рабочую поверхность мембран следует определять по формуле

$$F = \frac{L_H x_{1H}^{1/\varphi}}{\varphi} \int_{x_{1H} x_1^{1/\varphi}}^{x_{1K}} \frac{dx_1}{x_1^{1/\varphi} (G_0 - cx_1)} \quad (\text{XII.21})$$

Если бы уравнение (XII.20) не было применимо во всем диапазоне концентраций (т. е. если бы разница между c_H и c_K превысила бы 20 %), то следовало бы разбить интервал от x_{1H} до x_{1K} произвольно на несколько частей, найти для каждой части среднее значение c и рассчитать рабочую поверхность каждой части отдельно.

Значение интеграла в формуле (XII.21) находят методом графического или численного интегрирования. Если селективность $\varphi > 0,9$, то c достаточной

для практики точно можно использовать аналитическое решение уравнения (XII.21), получаемое при $\varphi = 1$:

$$F = \frac{L_n x_n}{G_0} \left[-\frac{c}{G_0} 2,3 \lg \frac{(G_0 - c x_{1n}) x_{1n}}{(G_0 - c x_{1n}) x_{1n}} + \frac{1}{x_{1n}} - \frac{1}{x_{1n}} \right] \quad (\text{XII.22})$$

В нашем случае $\varphi = 0,954 > 0,9$, поэтому воспользуемся уравнением (XII.22):

$$F = \frac{5,56 \cdot 0,008}{0,00278} \left[-\frac{0,0362}{0,00278} \times \right. \\ \times 2,3 \lg \frac{(0,00278 - 0,03(2 \cdot 0,032) 0,008}{(0,00278 - 0,03(2 \cdot 0,008) 0,032} + \\ \left. + \frac{1}{0,008} - \frac{1}{0,032} \right] = 1875 \text{ м}^2$$

Расхождение со значением, полученным в первом приближении, составляет:

$$\frac{2032 - 1875}{1875} 100 = 8,37\%$$

Полученная разница не превышает 10 %, поэтому перерасчета не делаем. Если бы расхождение превысило 10 %, необходимо было бы заново определить число аппаратов, провести секционирование и расчет наблюдаемой селективности, определить рабочую поверхность мембран и сопоставить ее с полученной в предыдущем расчете.

1.8. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Гидравлическое сопротивление необходимо рассчитать для определения абсолютного давления в аппаратах обратного осмоса (знание которого требуется при механических расчетах) и для определения потребного напора насоса

Развиваемое насосом давление Δp_n расходуется на создание перепада рабочего давления через мембрану, преодоление гидравлического сопротивления потоку разделяемого раствора в аппаратах и потоку фильтрата в дренажах, а также на компенсацию потерь давления на трение и местные сопротивления в трубопроводах и арматуре и подъем раствора на геометрическую разницу высот установки аппаратов и насоса. Последние составляющие в установках обратного осмоса пренебрежимо малы по сравнению с тремя первыми, поэтому расчеты можно вести по уравнению:

$$\Delta p_n = \Delta p + \Delta p_a + \Delta p_d \quad (\text{XII.23})$$

где Δp — перепад рабочего давления через мембрану; Δp_a , Δp_d — гидравлическое сопротивление соответственно потокам раствора и фильтрата.

Гидравлическое сопротивление при течении жидкости в каналах, образованных сетками-сепараторами и дренажным слоем, можно определять по формулам:

$$\Delta p_a = \Delta p_{п.к} \xi_1 \quad (\text{XII.24}) \quad \Delta p_d = \Delta p_{п.к} \xi_2 \quad (\text{XII.25})$$

где $\Delta p_{п.к}$ — гидравлическое сопротивление полых каналов; ξ_1 и ξ_2 — коэффициенты, зависящие от вида сепарирующей сетки и дренажного материала. Обычно $\xi_1 = 5-10$, $\xi_2 = 100-200$.

Значение $\Delta p_{п.к}$ определяют на основе общего выражения

$$\Delta p_{п.к} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{XII.26})$$

В ламинарном режиме течения в кольцевых и плоских щелевых каналах $\lambda = 96/\text{Re}$ (см. с. 9). Тогда

$$\Delta p_{п.к} = \frac{96}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d_3} \frac{\rho v^2}{2} = \frac{96 v l \rho v^2}{\omega d_3^2 d_3} = 48 \frac{v \rho l \omega}{d_3^3} \quad (\text{XII.27})$$

Определение Δp_a . Раствор течет от первой до последней секции в каналах кольцевого сечения вдоль оси аппаратов. Общая длина канала l равна произведению длины модуля, числа модулей в аппарате и числа секций: $l = 0,4 \cdot 6 \cdot 8 = 19,2 \text{ м}$.

Поскольку скорость, плотность и вязкость раствора мало меняются от первой к последней секции, подставим в формулу (XII.27) среднеарифметические значения этих параметров на входе в первую секцию и на выходе из последней:

$$\omega = \frac{\omega_n + \omega_k}{2} = \frac{0,115 + 0,1066}{2} = 0,1108 \text{ м/с}$$

$$\rho = \frac{\rho_n + \rho_k}{2} = \frac{1004 + 1023}{2} = 1014 \text{ кг/м}^3$$

$$v = \frac{v_n + v_k}{2} = \frac{0,914 \cdot 10^{-6} + 0,956 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,935 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\Delta p_{п.к} = 48 \frac{0,935 \cdot 10^{-6} \cdot 1014 \cdot 19,2 \cdot 0,1108}{1 \cdot 10^{-6}} = 96 000 \text{ Па} = \\ = 0,096 \text{ МПа}$$

Примем $\xi_1 = 7$. Тогда $\Delta p_a = 0,096 \cdot 7 = 0,67 \text{ МПа}$.

Определение Δp_d . Фильтрат проходит в каналах, образованных дренажным слоем, причем его скорость изменяется от нуля на внешней поверхности элемента (спирали) до максимального значения при входе в фильтратоотводящую трубку. Общая длина канала l_n , ширина l_m .

Поскольку дренажный материал характеризуется значительно большими порами, чем подложка под мембраны, то его сопротивление во много раз меньше, и можно считать, что фильтрат течет только по каналу, образованному дренажным слоем ($\delta_d = 0,4 \text{ мм}$).

Эквивалентный диаметр (в пересчете на полый канал) равен: $d_3 = 2\delta_d = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Перепад давления в произвольном сечении на участке бесконечно малой длины для полого канала составит:

$$dp = 48 \frac{v \rho \omega}{d_3^3} dl \quad (\text{XII.28})$$

Скорость в произвольном сечении связана с длиной канала следующим образом:

$$\omega = \frac{G 2 l_M l}{\rho \delta_d l_M} = \frac{2 G l}{\rho \delta_d} \quad (\text{XII.29})$$

где $2l_M l$ — поверхность мембраны от внешней поверхности спирали до произвольного сечения на расстоянии l ; $\delta_d l_M$ — площадь поперечного сечения канала.

Подставим выражение (XII.29) в соотношение (XII.28):

$$dp = 48 \frac{v \rho 2 G l}{d_3^3 \rho \delta_d} dl = 192 \frac{v G}{d_3^3} l dl$$

Проинтегрируем левую часть от 0 до $\Delta p_{п.к}$, а правую — от 0 до l_n :

$$\int_0^{\Delta p_{п.к}} dp = 192 \frac{v G}{d_3^3} \int_0^{l_n} l dl \\ \Delta p_{п.к} = 192 \frac{v G}{d_3^3} \cdot \frac{l_n^2}{2} = 96 \frac{v G l_n^2}{d_3^3} \quad (\text{XII.30})$$

Проведем расчет по формуле (XII.30), используя среднеарифметическое значение проницаемости в установке:

$$G = \frac{G_H + G_R}{2} = \frac{2,5 \cdot 10^{-3} + 1,58 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,04 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

$$\Delta p_{п.к} = 96 \frac{0,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,04 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2}{0,8^3 \cdot 10^{-9}} = 344 \text{ Па}$$

Примем $\zeta_2 = 150$. Тогда $\Delta p_{п.к} = 344 \cdot 150 = 51600$ Па = 0,052 МПа.

Определим давление, которое должен развивать насос, по формуле (XII.23). С учетом сделанных допущений это давление равно давлению на входе в аппараты обратного осмоса, т. е. является максимальным рабочим давлением:

$$\Delta p_H = 5,0 + 0,67 + 0,052 = 5,722 \text{ МПа}$$

Напор насоса (при плотности исходного раствора ρ_H) равен:

$$H = \frac{\Delta p_H}{\rho_H g} = \frac{5,722 \cdot 10^6}{1004 \cdot 9,81} = 580 \text{ м}$$

На основе полученных данных подбираем насос по методике, изложенной в гл. I.

2. РАСЧЕТ УСТАНОВКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ УЛЬТРАФИЛЬТРАЦИИ

В данном разделе рассматривается установка для концентрирования растворов высокомолекулярных соединений (ВМС) с применением ультрафильтрации. Концентрирование растворов ВМС путем выпаривания обычно неэффективно вследствие разрушения ВМС (особенно биохимических препаратов). Применение ультрафильтрации позволяет довести концентрацию ВМС до уровня, при котором возможно непосредственное использование раствора в технологическом процессе или извлечение из него ВМС другими методами разделения.

Технологическая схема приведена на рис. XII.4. Разбавленный раствор ВМС, содержащий 5–10 % неорганической соли, из емкости 1 насосом 2 подается на песчаный фильтр 3, где очищается от взвесей твердых частиц. Очищенный раствор насосом высокого давления 4 подается в аппарат ультрафильтрации 5, где концентрируется до заданной концентрации высокомолекулярного соединения. Фильтрат собирается в промежуточной емкости 6, откуда насосом 7 подается в теплообменник 8. Здесь он подогревается и направляется в выпарной аппарат 9, работающий под небольшим избыточным давлением. В выпарном

аппарате концентрация неорганической соли в фильтрате доводится до требуемого значения. Упаренный раствор стекает в емкость 10.

Концентрат из аппарата ультрафильтрации возвращается в технологический процесс. Вторичный пар из выпарного аппарата 9 направляется для обогрева других производственных аппаратов, в том числе теплообменника 8.

Задание на проектирование. Спроектировать установку для концентрирования 0,2 кг/с водного раствора ацилазы от концентрации 0,015 % (масс.) до 0,15 % (масс.). В растворе содержится 5,5 % NaCl. Концентрирование ацилазы осуществить ультрафильтрацией. Содержание ацилазы в фильтрате не должно превышать 0,003 % (масс.). Фильтрат сконцентрировать в выпарном аппарате до концентрации 25 % (масс.) NaCl. Рабочие условия в ступенях даны ниже:

Ступень ультрафильтрации:

тип аппарата — с плоскопараллельной укладкой мембран;

мембрана — ацетатцеллюлозная;

перепад рабочего давления через мембрану — 0,2 МПа;

рабочая температура — 25 °С.

Ступень выпаривания:

тип аппарата — с направленной естественной циркуляцией;

давление в аппарате — 0,2 МПа.

2.1. ВЫБОР МЕМБРАНЫ

Характеристики некоторых ультрафильтрационных мембран, выпускаемых в СССР (при $\Delta p = 0,1–0,3$ МПа и $t = 20–25$ °С), представлены ниже:

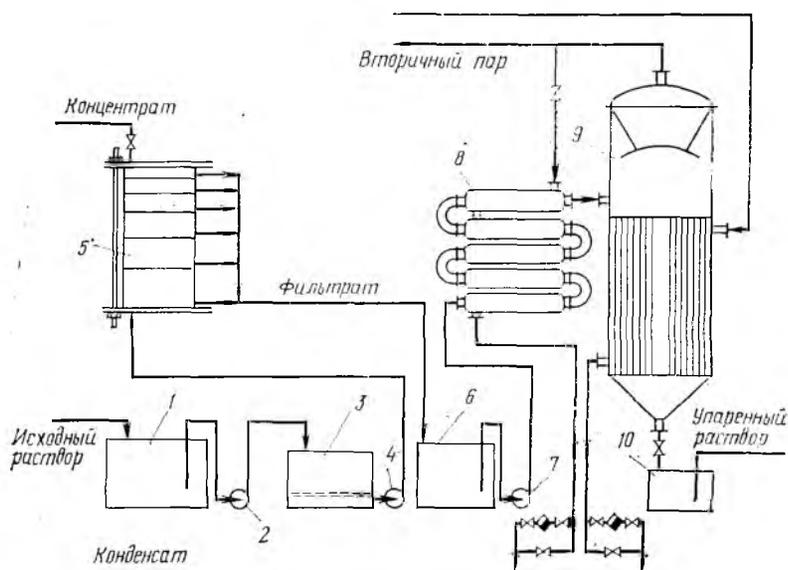
Тип мембраны	УАМ-50	УАМ-100	УАМ-150
Средний диаметр пор $d_{пор}$, мкм	5	10	15
Константа проницаемости по чистой воде A , 10^2 кг/(м ² ·с·МПа)	0,33	1,7	5,0
Тип мембраны	УАМ-200	УАМ-300	
Средний диаметр пор $d_{пор}$, мкм	20	30	
Константа проницаемости по чистой воде A , 10^2 кг/(м ² ·с·МПа)	7,5	13,4	

Рассчитаем истинную селективность мембран ϕ_{α} по ацилазе, используя приведенные данные о размерах пор в мембранах и о размерах молекул некоторых ВМС (при температуре 20–25 °С).

Обратимся к графику зависимости селективности мембран по глобулярным ВМС от соотношения диа-

Рис. XII.4. Технологическая схема установки для концентрирования растворов с применением ультрафильтрации:

1 — емкость; 2 — насос; 3 — фильтр; 4 — насос высокого давления; 5 — аппарат ультрафильтрации; 6 — промежуточная емкость; 7 — насос; 8 — теплообменник; 9 — выпарной аппарат; 10 — емкость для упаренного раствора.



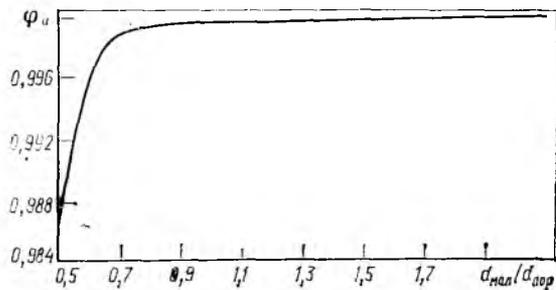


Рис. XII.5. Зависимость селективности мембран по глобулярным высокомолекулярным соединениям от соотношения диаметров молекул и пор в мембранах.

Наименование ВМС	Молекулярная масса	Диаметр молекулы $d_{\text{мол}}$, нм	Коэффициент диффузии в воде D , 10^{11} м ² /с
Яичный альбумин	45 000	4,9	7,8
Сывороточный альбумин	66 000	6,4	6,1
Ацилаза (фермент)	76 500	7,0	7
γ_2 -глобулин	160 000	9,5	3,8
Каталаза (фермент)	246 000	10,4	4,1

метров молекул и пор в мембранах (рис. XII.5). График построен для интервала селективностей, которые обычно удовлетворяют предъявляемым требованиям к качеству разделения, что соответствует отношению $d_{\text{мол}}/d_{\text{пор}} > 0,5$. Определим отношение $d_{\text{мол}}/d_{\text{пор}}$ для различных ультрафильтрационных мембран:

Тип мембраны	УАМ-50	УАМ-100	УАМ-150
Отношение $d_{\text{мол}}/d_{\text{пор}}$	$7/5 = 1,4$	$7/10 = 0,7$	$7/15 = 0,467$
Тип мембраны	УАМ-200	УАМ-300	
Отношение $d_{\text{мол}}/d_{\text{пор}}$	$7/20 = 0,35$	$7/30 = 0,233$	

Условию $d_{\text{мол}}/d_{\text{пор}} > 0,5$ отвечают мембраны УАМ-50 и УАМ-100.

Начнем расчет с более производительной мембраны — УАМ-100. Из графика находим $\phi_n = 0,999$. Приняв в первом приближении, что наблюдаемая селективность ϕ равна истинной, определим концентрацию растворенного вещества в фильтрате по формуле (XII.3).

Степень концентрирования $K = x_{1н}/x_{1п} = 0,15/0,015 = 10$. Тогда $\bar{x}_2 = 1,5 \cdot 10^{-4} \frac{1 - 10^{-1/0,999}}{1 - 10^{-1/0,999}} = 3,67 \cdot 10^{-7}$ кг ацилазы/кг раствора, или $3,67 \times 10^{-5}$ %. Полученное значение меньше допустимого (0,003 %), поэтому для дальнейших расчетов выбираем мембрану УАМ-100.

2.2. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ МЕМБРАН

Рабочая поверхность мембран зависит от расхода фильтрата и проницаемости мембраны. Определим проницаемость по чистой воде, пользуясь приведенными выше данными о константах проницаемости. Для мембраны УАМ-100 $A = 1,7 \cdot 10^{-2}$ кг/(м²·с·МПа). Тогда при рабочем давлении 0,2 МПа проницаемость по чистой воде составит:

$$G_0 = A \Delta p = 1,7 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2 = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Для перехода от этой величины к проницаемости в рабочих условиях следует учесть, что осмотические

давления неконцентрированных растворов ВМС пренебрежимо малы. Селективность ультрафильтрационных мембран по неорганическим солям близка к нулю, поэтому осмотическое давление фильтрата равно осмотическому давлению исходного раствора, и последнее также не сказывается на проницаемости. Основным фактором, снижающим проницаемость, является повышение вязкости, определяемое концентрацией соли, которая значительно превышает концентрацию ВМС.

Течение растворов через поры ультрафильтрационных мембран подчиняется закону Пуазейля, поэтому проницаемость обратно пропорциональна динамической вязкости.

Из Приложения 2 находим, что коэффициент кинематической вязкости 5,5 %-ного раствора NaCl при $t = 25$ °C составляет $\nu = 0,944 \cdot 10^{-6}$ м²/с, плотность раствора $\rho = 1036$ кг/м³. Отсюда коэффициент динамической вязкости равен:

$$\mu = \nu \rho = 0,944 \cdot 10^{-6} \cdot 1036 = 0,000978 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$$

Вязкость воды при той же температуре $\mu_0 = 0,000894$ кг/(м·с). Тогда

$$G = G_0 \frac{\mu_0}{\mu} = 3,4 \cdot 10^{-3} \frac{0,000894}{0,000978} = 3,11 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Поскольку в процессе концентрирования ВМС концентрация NaCl, определяющая вязкость раствора, не изменяется, полученная проницаемость может быть принята постоянной для любого сечения аппарата.

Определим расход фильтрата по формуле (XII.4), считая в первом приближении, что наблюдаемая селективность равна истинной:

$$L_{\phi} = L_n (1 - K^{-1/\phi}) = 0,2 (1 - 10^{-1/0,999}) = 0,18 \text{ кг/с}$$

Рабочая поверхность мембраны:

$$F = L_{\phi}/G = 0,18/3,11 \cdot 10^{-3} = 57,8 \text{ м}^2$$

Расход концентрата (понадобится в дальнейшем) равен

$$L_n = L_{\phi} - L_{\phi} = 0,02 \text{ кг/с}$$

2.3. ВЫБОР АППАРАТА

Среди аппаратов с плоскопараллельной укладкой мембран (типа «фильтр-пресс»), которые находят наибольшее применение в установках малой производительности, предпочтение следует отдать [3, с. 116] «бескорпусным» аппаратам. Такие аппараты не имеют массивного корпуса, рассчитанного на работу при высоких давлениях, благодаря чему снижается металлоемкость и достигается относительно высокая удельная поверхность мембран. Одна из конструкций изображена на рис. XII.6.

Аппарат представляет собой вертикальную колонну, состоящую из ряда секций, стянутых во фланцах 3 с помощью шпилек 1 и гаек 2. Каждая секция представляет собой пакет мембранных элементов 6, чередующихся с уплотнительными прокладками 5. Пакет уложен в цилиндрическую обечайку 4. Прокладки 5 обеспечивают герметичность секции и при обжатии шпильками вследствие сил трения передают усилие рабочего давления на дренажный материал (именно этот эффект позволяет в данной конструкции обойтись без специального прочного корпуса). Между элементами располагаются сетки-сепараторы, предотвращающие соприкосновение элементов, улучшающие гидродинамические условия процесса и создающие каналы для протекания разделяемого раствора.

Переточные отверстия всех мембранных элементов секции совпадают, образуя коллекторы для входа раствора в секцию, распределения его между мембранными элементами и выхода в следующую секцию. Число мембранных элементов в каждой

последующей секции по ходу раствора в аппарате уменьшается, что обеспечивает необходимую скорость раствора в любом межмембранном канале.

Мембранный элемент (см. рис. XII.6) состоит из двух мембран 7, уложенных на подложки из мелкопористого материала 8, между которыми размещается дренажный материал 10. Для предотвращения вдавливания мембран и подложек в дренажный материал в зоне обжатия между подложками и дренажом располагаются кольца 9 из тонкого жесткого материала. В области переточных отверстий мембраны, расположенные по обе стороны дренажного слоя, приклеиваются одна к другой.

Исходный раствор поступает в аппарат через штуцер нижнего фланца и последовательно проходит все секции. Концентрированный раствор уходит через штуцер верхнего фланца. В каждой секции раствор движется параллельными потоками по всем межмембранным каналам. Пройдя вдоль мембран, раствор собирается в выходном коллекторе секции и поступает во входной коллектор следующей секции. Фильтрат уходит через дренажные сетки и сливается через отводные патрубки.

Диаметр аппарата определяется шириной выпускаемого мембранного полотна (0,45 м). Переменными величинами могут быть толщина сетки-сепаратора и дренажного слоя (составленного из собственно дренажного материала и двух подложек), а также число секций.

При уменьшении толщины сетки-сепаратора и дренажного слоя повышается компактность установки, но растет гидравлическое сопротивление. Для последующих расчетов примем следующие значения: $\delta_c = 0,5$ мм, $\delta_n = 1,0$ мм (δ_c — толщина сепарирующей сетки, δ_n — толщина пакета, составленного из двух мембран и дренажного слоя).

Диаметр рабочей части мембраны равен общему диаметру за вычетом удвоенной ширины прокладочного кольца. Примем ширину кольца равной 0,025 м. Тогда диаметр мембраны $d_m = 0,45 - 2 \cdot 0,025 = 0,4$ м.

Рабочая поверхность одного элемента, состоящего из двух мембран, равна:

$$F_0 = 2 \left(\frac{\pi d_m^2}{4} - \frac{2\pi d_{\text{пер}}^2}{4} \right) = 2 \cdot 0,785 (0,4^2 - 2 \cdot 0,025^2) = 0,25 \text{ м}^2$$

где $d_{\text{пер}} = 0,025$ м — диаметр переточного отверстия.

Общее число элементов в аппарате: $n = F/F_0 = 57,8/0,25 = 231$.

Проведем секционирование аппарата, исходя из необходимости обеспечить примерно одинаковый расход разделяемого раствора во всех сечениях аппарата.

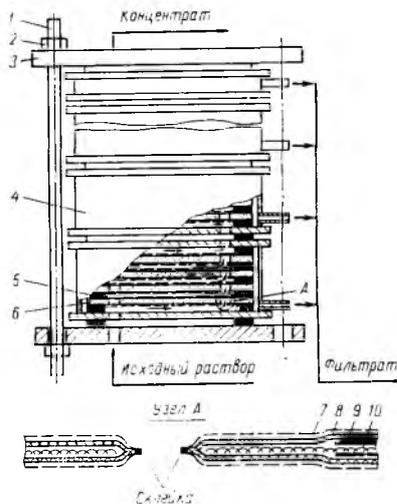


Рис. XII.6. Схема устройства аппарата с плоскопараллельной укладкой мембран:

1 — шпилька; 2 — гайка; 3 — фланец; 4 — обечайка; 5 — прокладка; 6 — мембранный элемент; 7 — мембрана; 8 — подложка; 9 — прокладочное кольцо; 10 — дренажный слой.

рата. В отличие от рассмотренной выше установки с рулонными аппаратами (см. раздел 1.5), в данном случае число каналов, по которым проходит разделяемый раствор, не равно числу элементов, поэтому удовлетворить одновременно условиям (XII.7) и (XII.8) невозможно, и необходим иной подход к секционированию.

Пусть L_{ni} , L_{ki} — расход разделяемого раствора соответственно на входе в i -ю секцию и на выходе из нее ($i = 1, 2, \dots, m$, где m — число секций в аппарате); \bar{L}_i — средний расход разделяемого раствора в канале, образованном двумя соседними элементами i -й секции; n_i — число элементов в i -й секции; $L_{\phi, \epsilon}$ — расход фильтрата на одном элементе, $q = L_{ni}/L_{ki}$ — величина, определяющая допустимое изменение расхода по длине каждой секции.

Выразим расход раствора на выходе из секции как разницу между расходом на входе в секцию и расходом фильтрата в секции:

$$L_{ki} = L_{ni} - L_{\phi, \epsilon} n_i \quad (\text{XII.31})$$

Представим величину L_{ki} в виде:

$$L_{ki} = L_{ni}/q \quad (\text{XII.32})$$

Приравнявая выражения (XII.31) и (XII.32), находим число элементов:

$$n_i = \frac{L_{ni} \left(1 - \frac{1}{q}\right)}{L_{\phi, \epsilon}} \quad (\text{XII.33})$$

Соотношение (XII.33) определяет число элементов в каждой секции, отвечающее допустимой величине q . Преобразуем это соотношение, учитывая, что начальный расход в каждой секции, начиная со второй, равен конечному расходу в предыдущей секции:

$$L_{ni} = L_{n(i-1)} \quad (\text{XII.34})$$

Отсюда с учетом соотношения (XII.32), зная расход исходного раствора L_n , получим:

$$L_{ni} = L_{n(i-1)}/q = L_n/q^{i-1} \quad (\text{XII.35})$$

Подставляя выражение (XII.35) в уравнение (XII.33), получим:

$$n_i = \frac{L_n (1 - 1/q)}{q^{i-1} L_{\phi, \epsilon}} \quad (\text{XII.36})$$

Тогда для первой секции:

$$n_1 = L_n (1 - 1/q)/L_{\phi, \epsilon} \quad (\text{XII.37})$$

С учетом последнего перепишем соотношение (XII.36) в виде:

$$n_i = n_1/q^{i-1} \quad (\text{XII.38})$$

Рассмотрим, как соотносятся расходы раствора в первой и последней секциях. Средний расход раствора в каждом канале i -й секции можно выразить в виде

$$\bar{L}_i = \frac{L_{ni} + L_{ki}}{2(n_i + 1)} = \frac{L_{ni} + L_{ni}/q}{2(n_i + 1)} = \frac{L_{ni}(1 + 1/q)}{2(n_i + 1)} \quad (\text{XII.39})$$

или в виде

$$\bar{L}_i = \frac{L_{ni}q + L_{ki}}{2(n_i + 1)} = \frac{L_{ki}(q + 1)}{2(n_i + 1)} \quad (\text{XII.39a})$$

где $(n_i + 1)$ — число каналов в i -й секции, по которым проходит разделяемый раствор.

Из уравнения (XII.39) имеем:

для первой секции: $\bar{L}_1 = \frac{L_n(1 + 1/q)}{2(n_1 + 1)}$

для последней секции: $\bar{L}_m = \frac{L_n(1 + 1/q)}{q^{m-1} 2(n_m + 1)}$

Отношение средних расходов с учетом соотношения (XII.38) будет равно:

$$\frac{\bar{L}_1}{\bar{L}_m} = \frac{q^{m-1}(n_m + 1)}{n_1 + 1} = \frac{q^{m-1}(n_1/q^{m-1} + 1)}{n_1 + 1} = \frac{n_1 + q^{m-1}}{n_1 + 1} \quad (\text{XII.40})$$

Уравнение (XII.40) определяет соотношение расходов в крайних секциях, отвечающее принятому значению q . Анализ этого уравнения показывает: чем меньше q , тем больше соотношение расходов, поэтому снижая q и тем самым уменьшая степень изменения расхода по длине каждой секции, мы одновременно увеличиваем неравномерность расходов между секциями.

С целью выбора оптимального значения q проведем несколько вариантов секционирования, задавая различными q .

Расход фильтрата на одном элементе равен:

$$L_{\text{ф.э}} = L_{\text{ф}}/n = 0,18/231 = 0,00078 \text{ кг/с}$$

Примем $q = 1,6$. Тогда из соотношения (XII.37) найдем

$$n_1 = \frac{0,2(1 - 1/1,6)}{0,00078} = 96,2 = 96$$

Из соотношения (XII.38):

$$n_2 = 96,2/1,6 = 60 \quad n_3 = 96,2/1,6^2 = 37,6 = 38$$

$$n_4 = 96,2/1,6^3 = 23,5 = 24 \quad n_5 = 96,2/1,6^4 = 14,7 = 15$$

Суммируя число элементов, получим:

$$\sum_{i=1}^5 n_i = 96 + 60 + 38 + 24 + 15 = 232$$

Полученное значение на единицу больше имеющегося числа элементов ($n = 231$). По причинам, указанным ранее (см. с. 198), вычтем один избыточный элемент из первой секции, т. е. примем $n_1 = 95$.

Рассчитаем по формуле (XII.40) соотношение расходов:

$$\frac{\bar{L}_1}{\bar{L}_5} = \frac{95 + 1,6^4}{95 + 1} = \frac{95 + 6,56}{96} = \frac{101,56}{96} = 1,058$$

Примем $q = 1,4$. Тогда

$$n_1 = \frac{0,2(1 - 1/1,4)}{0,00078} = 73,5 = 73 \quad n_2 = 73,5/1,4 = 52,5 = 53$$

$$n_3 = 73,5/1,4^2 = 37,5 = 37 \quad n_4 = 73,5/1,4^3 = 26,8 = 27$$

$$n_5 = 73,5/1,4^4 = 19,2 = 19 \quad n_6 = 73,5/1,4^5 = 13,6 = 14$$

$$n_7 = 73,5/1,4^6 = 9,7 = 10 \quad \sum_{i=1}^7 n_i = 233$$

Вычтем один избыточный элемент из первой секции и один — из второй, т. е. примем $n_1 = 72$, $n_2 = 52$. Тогда

$$\frac{\bar{L}_1}{\bar{L}_7} = \frac{72 + 1,4^6}{72 + 1} = \frac{79,52}{73} = 1,090$$

Примем $q = 1,2$. Тогда

$$n_1 = \frac{0,2(1 - 1/1,2)}{0,00078} = 43 \quad n_2 = 43/1,2 = 35,8 = 36$$

$$n_3 = 43/1,2^2 = 29,9 = 30 \quad n_4 = 43/1,2^3 = 24,9 = 25$$

$$n_5 = 43/1,2^4 = 20,8 = 21 \quad n_6 = 43/1,2^5 = 17,6 = 18$$

$$n_7 = 43/1,2^6 = 14,4 = 14 \quad n_8 = 43/1,2^7 = 12$$

$$n_9 = 43/1,2^8 = 10 \quad n_{10} = 43/1,2^9 = 8,3 = 8$$

$$n_{11} = 43/1,2^{10} = 6,9 = 7 \quad n_{12} = 43/1,2^{11} = 5,8 = 6$$

$$\sum_{i=1}^{12} n_i = 230$$

Добавим один недостающий элемент к первой секции, т. е. примем $n_1 = 44$. Тогда

$$\frac{\bar{L}_1}{\bar{L}_{12}} = \frac{44 + 1,2^{11}}{44 + 1} = \frac{51,42}{45} = 1,142$$

Примем $q = 1,1$. Получим:

$$n_1 = \frac{0,2(1 - 1/1,1)}{0,00078} = 23,3 = 23 \quad n_2 = 23,3/1,1 = 21,2 = 21$$

$$n_3 = 23,3/1,1^2 = 19,3 = 19 \quad n_4 = 23,3/1,1^3 = 17,5 = 17$$

$$n_5 = 23,3/1,1^4 = 15,9 = 16 \quad n_6 = 23,3/1,1^5 = 14,4 = 14$$

$$n_7 = 23,3/1,1^6 = 13,1 = 13 \quad n_8 = 23,3/1,1^7 = 12$$

$$n_9 = 23,3/1,1^8 = 10,9 = 11 \quad n_{10} = 23,3/1,1^9 = 9,9 = 10$$

$$n_{11} = 23,3/1,1^{10} = 9 \quad n_{12} = 23,3/1,1^{11} = 8,2 = 8$$

$$n_{13} = 23,3/1,1^{12} = 7,4 = 7 \quad n_{14} = 23,3/1,1^{13} = 6,7 = 7$$

$$n_{15} = 23,3/1,1^{14} = 6,1 = 6 \quad n_{16} = 23,3/1,1^{15} = 5,6 = 6$$

$$n_{17} = 23,3/1,1^{16} = 5,1 = 5 \quad n_{18} = 23,3/1,1^{17} = 4,6 = 5$$

$$n_{19} = 23,3/1,1^{18} = 4,2 = 4 \quad n_{20} = 23,3/1,1^{19} = 3,8 = 4$$

$$n_{21} = 23,3/1,1^{20} = 3,5 = 3 \quad n_{22} = 23,3/1,1^{21} = 3,1 = 3$$

$$n_{23} = 23,3/1,1^{22} = 2,8 = 3 \quad n_{24} = 23,3/1,1^{23} = 2,6 = 3$$

$$n_{25} = 23,3/1,1^{24} = 2,4 = 2 \quad \sum_{i=1}^{25} n_i = 231$$

$$\frac{\bar{L}_1}{\bar{L}_{25}} = \frac{23 + 1,1^{24}}{23 + 1} = \frac{32,84}{24} = 1,370$$

Таким образом, получаем:

q	1,6	1,4	1,2	1,1
m	5	7	12	25
\bar{L}_1/\bar{L}_m	1,058	1,090	1,142	1,370

На основе этих данных строим график зависимости отношения \bar{L}_1/\bar{L}_m и числа секций m от q (рис. XII.7).

Из рис. XII.7 можно видеть, что с увеличением q отношение расходов и число секций сначала быстро снижаются, а затем в интервале $q = 1,15-1,20$ на кривых наблюдается перегиб, и снижение становится замедленным.

Построив на графике диагональ, можно увидеть, что при $q = 1,17$ отношение $\bar{L}_1/\bar{L}_m = q$, т. е. при этом значении q снижение расхода по длине каждой секции равно снижению среднего расхода от первой до последней секции. Исходя из примерного равенства расходов в каждом канале каждой секции, это значение можно было бы взять в качестве рабочего. Однако следует учитывать, что по мере концентрирования раствора в нем одновременно увеличивается содержание взвешенных частиц, практически всегда имеющихся в технологических растворах, даже под-

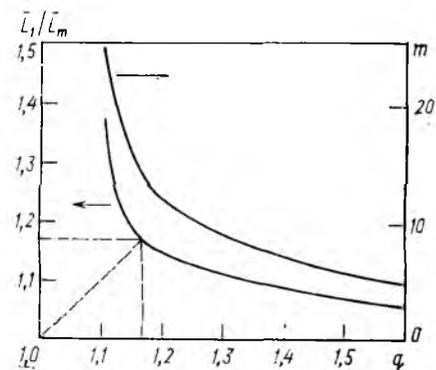


Рис. XII.7. Зависимость отношения расходов и числа секций от параметра q .

вергнутых предварительному фильтрованию. Это может привести к ускоренному загрязнению мембран в последних секциях, сопровождающемуся снижением проницаемости и селективности. Уменьшение расхода от первой к последней секции способствует этому нежелательному процессу. Кроме того, снижение q сопровождается увеличением числа секций, что усложняет конструкцию аппарата. В связи с этим целесообразно выбрать в качестве рабочего значение q , большее, чем 1,17. Примем для дальнейших расчетов $q = 1,4$. Для этого значения было получено следующее распределение элементов по секциям:

№ секции	1	2	3	4	5	6	7
Число элементов в секции	72	52	37	27	19	14	10

Проверим точность расчетов, определив средние расходы в каналах первой и последней секций по формулам (XII.39) и (XII.39а):

$$\bar{L}_1 = \frac{L_n(1+1/q)}{2(n_1+1)} = \frac{0,2(1+1/1,4)}{2(72+1)} = 0,000235 \text{ кг/с}$$

$$\bar{L}_7 = \frac{L_n(q+1)}{2(n_7+1)} = \frac{0,02(1,4+1)}{2(10+1)} = 0,00218 \text{ кг/с}$$

Тогда

$$\bar{L}_1/\bar{L}_7 = 0,00235/0,00218 = 1,077$$

Найдем отклонение этого значения от полученного в расчетах значения 1,09:

$$\frac{1,090 - 1,077}{1,077} 100 = 1,2\%$$

Такую сходимость следует признать удовлетворительной, поскольку в расчетах число элементов в секциях округлялось до целых единиц.

2.4. РАСЧЕТ НАБЛЮДАЕМОЙ СЕЛЕКТИВНОСТИ МЕМБРАН

Наблюдаемую селективность рассчитаем по формуле (XII.17). Расчеты проведем для крайних секций — первой и седьмой. При течении раствора между круговыми элементами скорость меняется от максимальной (в областях входа и выхода) до минимальной (в средней части элемента). Среднюю ширину кругового сечения найдем, разделив площадь элемента на длину пути раствора, которую примем равной диаметру элемента:

$$b = \frac{\pi d_M^2/4}{d_M} = 0,785 d_M = 0,785 \cdot 0,4 = 0,314 \text{ м}$$

Средняя скорость в первой секции равна:

$$\omega_1 = \frac{\bar{L}_1}{\rho \delta_c b} = \frac{0,00235}{1036 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,314} = 0,0144 \text{ м/с}$$

$$d_3 = 2\delta_c = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$Re_1 = \frac{\omega_1 d_3}{\nu} = \frac{0,0144 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,944 \cdot 10^{-6}} = 15,3$$

Проверим соблюдение условия (XII.19):

$$Pr' = \frac{\nu}{D} = \frac{0,944 \cdot 10^{-6}}{7 \cdot 10^{-11}} = 1,35 \cdot 10^4$$

$$Re_1 Pr' d_3/l = 15,3 \cdot 1,35 \cdot 10^4 (1 \cdot 10^{-3}/0,4) = 516$$

Следовательно, условие (XII.19) соблюдается, и расчеты Nu' можно вести по формуле (XII.18).

$$Nu'_1 = 2,24 \cdot 516^{1/3} = 18,0$$

$$\beta_1 = \frac{Nu'_1 D}{d_3} = \frac{18,0 \cdot 7 \cdot 10^{-11}}{1 \cdot 10^{-3}} = 1,26 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$U = \frac{G}{\rho} = \frac{3,11 \cdot 10^{-3}}{1036} = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$\lg \frac{1-\varphi_1}{\varphi_1} = \frac{3 \cdot 10^{-6}}{2,3 \cdot 1,26 \cdot 10^{-6}} + \lg \frac{1-0,999}{0,999}$$

Отсюда $\varphi_1 = 0,9892$.

Средняя скорость в седьмой секции:

$$\omega_7 = \frac{\bar{L}_7}{\rho \delta_c b} = \frac{0,00218}{1036 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,314} = 0,0134 \text{ м/с}$$

$$Re_7 = \frac{0,0134 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,944 \cdot 10^{-6}} = 14,2$$

$$Re_7 Pr' d_3/l = 14,2 \cdot 1,35 \cdot 10^4 \cdot \frac{1 \cdot 10^{-3}}{0,4} = 480$$

$$Nu'_7 = 2,24 \cdot 480^{1/3} = 17,5$$

$$\beta_7 = \frac{17,5 \cdot 7 \cdot 10^{-11}}{1 \cdot 10^{-3}} = 1,23 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$\lg \frac{1-\varphi_7}{\varphi_7} = \frac{3 \cdot 10^{-6}}{2,3 \cdot 1,23 \cdot 10^{-6}} + \frac{1-0,999}{0,999}$$

Отсюда $\varphi_7 = 0,9886$.

Селективность секций мало отличается, поэтому для последующих расчетов используем среднеарифметическое значение:

$$\varphi = \frac{\varphi_1 + \varphi_7}{2} = \frac{0,9892 + 0,9886}{2} = 0,9889$$

Проверка пригодности выбранной мембраны. Определяем по формуле (XII.3) концентрацию ацилазы в фильтрате, используя полученное значение наблюдаемой селективности:

$$x_2 = 1,5 \cdot 10^{-4} \frac{1 - 10^{-(1-0,9889)/0,9889}}{1 - 10^{-1/0,9889}} =$$

$$= 4,24 \cdot 10^{-6} \text{ кг ацилазы/кг раствора} = 4,24 \cdot 10^{-4} \%$$

Это значение меньше допустимого, равного $3 \cdot 10^{-3} \%$, поэтому нет необходимости перехода к мембране с большей селективностью.

2.5. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ МЕМБРАН

Определим расход фильтрата по формуле (XII.4), используя полученное значение наблюдаемой селективности:

$$L_\Phi = 0,2 (1 - 10^{-1/0,9889}) = 0,1805 \text{ кг/с}$$

$$F = L_\Phi/G = 0,1805/3,11 \cdot 10^{-3} = 58 \text{ м}^2$$

Это значение практически не отличается от площади $57,8 \text{ м}^2$, полученной в первом приближении, поэтому перерасчета не делаем.

2.6. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Для определения давления, которое должен развивать насос, используем соотношение (XII.23), а гидравлическое сопротивление потоком раствора и

фильтра определяем по формулам (XII.24) и (XII.25) с учетом (XII.27).

Определение Δp_d . Общая длина канала, по которому проходит разделяемый раствор, равна произведению диаметра элемента на число секций: $l = 0,4 \cdot 7 = 2,8$ м.

Поскольку скорость течения мало меняется от первой секции к последней, используем в расчетах среднеарифметическое значение скорости:

$$\omega = \frac{\omega_1 + \omega_7}{2} = \frac{0,0144 + 0,0134}{2} = 0,0139 \text{ м/с}$$

Тогда

$$\Delta p_{п.к} = 48 \frac{\nu \rho l \omega}{d_s^2} = 48 \frac{0,944 \cdot 10^{-6} \cdot 1036 \cdot 2,8 \cdot 0,0139}{1 \cdot 10^{-6}} = 1850 \text{ Па}$$

Примем $\xi_1 = 7$. Тогда $\Delta p_a = 1850 \cdot 7 = 12950 \text{ Па} = 1,295 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$.

Определение Δp_d . Скорость фильтра в дренажном слое меняется от нуля в центре элемента до максимальной на окружности элемента. Общая длина канала, по которому проходит фильтрат, равна радиусу элемента: $l = r_m = d_m/2 = 0,2$ м.

Перепад давления в произвольном сечении на расстоянии r от центра элемента на участке бесконечно малой длины dr составит:

$$dp = 48 \frac{\nu \rho \omega}{d_s^2} dr \quad (\text{XII.41})$$

Скорость на расстоянии r от центра элемента связана с величиной r следующим образом:

$$\omega = \frac{G2\pi r^2}{\rho 2\pi r \delta_d} = \frac{Gr}{\rho \delta_d} \quad (\text{XII.42})$$

где $2\pi r^2$ — поверхность мембраны от центра элемента до произвольного сечения на расстоянии r ; $2\pi r \delta_d$ — площадь поперечного сечения канала на расстоянии r от центра элемента.

Подставим выражение (XII.42) в уравнение (XII.41), учитывая, что $d_s = 2\delta_d$:

$$dp = 48 \frac{\nu \rho 2Gr}{d_s^3 \rho} dr = 96 \frac{\nu G}{d_s^3} r dr$$

Проинтегрируем левую часть от 0 до $\Delta p_{п.к}$, а правую — от 0 до r_m :

$$\int_0^{\Delta p_{п.к}} dp = 96 \frac{\nu G}{d_s^3} \int_0^{r_m} r dr$$

Получим:

$$\Delta p_{п.к} = 96 \frac{\nu G}{d_s^3} \frac{r_m^2}{2} = 12 \frac{\nu G d_m^2}{d_s^3} \quad (\text{XII.43})$$

Проведем расчет по формуле (XII.43), учитывая, что $d_s = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м (см. выше)

$$\Delta p_{п.к} = 12 \frac{0,944 \cdot 10^{-6} \cdot 3,11 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4^2}{(0,8 \cdot 10^{-3})^3} = 11 \text{ Па}$$

Примем $\xi_2 = 150$. Тогда $\Delta p_d = 11 \cdot 150 = 1650 \text{ Па} = 1,65 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}$. По формуле (XII.23) найдем:

$$\Delta p_H = 0,2 + 0,01295 + 0,00165 = 0,2246 \text{ МПа}$$

Напор насоса:

$$H = \frac{\Delta p_H}{\rho g} = \frac{0,2246 \cdot 10^6}{1036 \cdot 9,81} = 22,2 \text{ м}$$

На основе полученных данных подбираем насос по методике, изложенной в гл. I.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Химическая теплота гидратации ионов при бесконечном разбавлении и температуре 25 °С

Ион	ΔH , кДж/моль	Ион	ΔH , кДж/моль	Ион	ΔH , кДж/моль
Ag ⁺	490	I ⁻	281	Y ³⁺	3672
Al ³⁺	4710	In ³⁺	4162	C ₂ H ₄ O ₂ ⁻	423
Ba ²⁺	1340	K ⁺	339	ClO ₂ ⁻	289
Be ²⁺	2516	La ³⁺	3332	ClO ₄ ⁻	226
Br ⁻	318	Li ⁺	532	CN ⁻	348
Ca ²⁺	1616	Mg ²⁺	1955	CNO ⁻	389
Cd ²⁺	1838	Mn ³⁺	1880	CNS ⁻	310
Ce ³⁺	3600	Na ⁺	423	CO ₃ ²⁻	1352
Cl ⁻	352	Ni ²⁺	2140	HCO ₃ ⁻	415
Co ²⁺	2089	Pb ²⁺	1516	HCO ₃ ⁻	381
Cr ²⁺	1884	Ra ²⁺	1298	HS ⁻	343
Cs ⁺	281	Rb ⁺	314	MnO ₄ ⁻	247
Cu ⁺	611	Sr ⁻	1340	NH ₄ ⁺	327
Cu ²⁺	2131	Sc ³⁺	4011	NO ₂ ⁻	410
F ⁻	486	Sn ²⁺	1587	NO ₃ ⁻	310
Fe ²⁺	1955	Sr ²⁺	1478	OH ⁻	511
Fe ³⁺	4421	Tl ⁺	343	SO ₄ ²⁻	1110
Ga ³⁺	4735	Te ³⁺	4237	H ⁺	1110
Hg ²⁺	1856	Zn ²⁺	2077	H ₃ O ⁺	461

Приложение 2. Некоторые физико-химические свойства водных растворов электролитов при 25 °С

Концентрация		Осмотическое давление п, МПа	Плотность раствора ρ , кг/м ³	Кинематическая вязкость ν , 10 ⁶ м ² /с	Коэффициент диффузии D , 10 ⁶ м ² /с
моль/л воды	% (масс.)				
NH ₄ Cl					
0,1	0,5322	0,46	998,7	0,8938	1,838
0,2	1,0587	0,91	1000,4	0,8911	1,836
0,4	2,0952	1,78	1003,6	0,8861	1,850
0,6	3,1102	2,66	1006,6	0,8820	1,870
0,8	4,1043	3,54	1009,6	0,8784	1,892
1,0	5,0783	4,44	1012,5	0,8748	1,917
2,0	9,6658	9,02	1026,0	0,8606	2,030
3,0	13,8302	13,80	1037,8	0,8551	2,134
4,0	17,6277	18,79	1048,4	0,8542	2,199
5,0	21,1045	23,84	1057,9	0,8592	2,243
6,0	24,2998	28,99	1066,5	0,8665	2,264

Концентрация		Осмотическое давление л, МПа	Плотность раствора ρ, кг/м³	Кинематическая вязкость ν, 10⁶ м²/с	Коэффициент диффузии D, 10⁹ м²/с
моль/л воды	% (масс.)				
NaCl					
0,1	0,5811	0,46	1001,1	0,9009	1,483
0,2	1,1555	0,92	1005,2	0,9054	1,475
0,4	2,2846	1,81	1013,0	0,9147	—
0,6	3,3882	2,74	1020,8	0,9242	—
0,8	4,4671	3,68	1028,6	0,9338	1,477
1,0	5,5222	4,63	1035,7	0,9440	1,483
2,0	10,4665	9,78	1072,2	1,0044	1,513
3,0	14,9190	15,63	1105,6	1,0840	1,556
4,0	18,9496	22,30	1136,9	1,1862	1,585
5,0	22,6156	29,88	1166,9	1,3070	1,592
6,0	25,9643	38,32	1194,1	—	—
KCl					
0,1	0,7400	0,46	1001,8	0,8912	1,844
0,2	1,4691	0,91	1006,4	0,8864	1,838
0,4	2,8957	1,78	1015,5	0,8779	1,844
0,6	4,2815	2,66	1024,4	0,8694	1,857
0,8	5,6283	3,56	1033,0	0,8615	1,873
1,0	6,9378	4,45	1041,5	0,8538	1,889
2,0	12,9754	9,07	1081,7	0,8279	1,986
3,0	18,2773	13,99	1118,4	0,8159	2,083
4,0	22,9703	19,21	1152,4	0,8443	2,163
CaCl₂					
0,1	1,0977	0,64	1006,1	0,9167	1,285
0,2	2,1716	1,29	1014,9	0,9373	1,281
0,4	4,2509	2,65	1032,3	0,9755	1,304
0,6	6,2436	4,18	1049,2	1,0159	1,334
0,8	8,1551	5,87	1065,7	1,0576	1,362
1,0	9,9902	7,76	1081,7	1,1028	1,389
2,0	18,1656	20,45	1157,3	1,3894	1,501
3,0	24,9796	40,00	1225,8	1,8485	1,486
MgCl₂					
0,1	0,9434	0,64	1004,8	0,9197	1,074
0,2	1,8691	1,30	1012,3	0,9475	1,051
0,4	3,6696	2,73	1027,1	1,0069	1,040
0,6	5,4052	4,36	1041,4	1,0758	1,039
0,8	7,0794	6,17	1055,4	1,1524	1,039
1,0	8,6953	8,27	1069,0	1,2273	1,040
2,0	15,9994	22,85	1132,6	1,7620	1,047
3,0	22,2215	45,50	1190,1	2,5239	1,061
BaCl₂					
0,1	2,0402	0,63	1018,0	0,9002	1,159
0,2	3,9989	1,24	1032,0	0,9053	1,150
0,4	7,6903	2,53	1068,0	0,9170	1,155
0,6	11,1083	3,90	1101,0	0,9297	1,164
0,8	14,2822	5,37	1134,0	0,9491	1,171
1,0	17,2373	6,92	1167,0	0,9625	1,177
1,2	19,9954	8,61	1193,0	0,9978	1,179
1,4	22,5756	10,40	1229,0	1,0245	1,200
Na₂SO₄					
0,1	1,4006	0,59	1009,7	0,9236	1,042
0,2	2,7625	1,12	1022,0	0,9511	1,038
0,4	5,3765	2,09	1045,8	1,0101	0,941
0,6	7,8536	3,02	1068,7	1,0767	0,889
0,8	10,2043	3,92	1091,0	1,1502	0,861
1,0	12,4382	4,79	1112,6	1,2423	0,836
2,0	22,1244	9,37	1211,5	1,8317	—
MgSO₄					
0,1	1,1896	0,30	1009,1	0,9335	0,602
0,2	2,3512	0,56	1020,9	0,9707	0,602
0,4	4,5943	1,05	1044,0	1,0541	0,571
0,6	6,7368	1,54	1066,5	1,1497	0,550
0,8	8,7851	2,06	1088,5	1,2585	0,533
1,0	10,7454	2,60	1110,0	1,3786	0,504
2,0	19,4055	6,73	1210,7	2,3700	0,453
3,0	26,5338	14,10	1361,1	4,5428	—

Концентрация		Осмотическое давление л, МПа	Плотность раствора ρ, кг/м³	Кинематическая вязкость ν, 10⁶ м²/с	Коэффициент диффузии D, 10⁹ м²/с
моль/л воды	% (масс.)				
CuSO₄					
0,1	1,5709	0,28	1013,2	0,9445	0,590
0,2	3,0933	0,51	1028,8	0,9914	0,578
0,4	6,0009	0,95	1060,4	1,0967	0,544
0,6	8,7391	1,38	1091,0	1,2099	0,517
0,8	11,3224	1,81	1100,4	1,3306	0,494
1,0	13,7634	2,30	1148,8	2,4580	0,474
1,2	16,0736	2,83	1177,2	1,6140	0,455
1,4	18,2632	3,43	1204,8	1,8011	0,438
Ca(NO₃)₂					
0,1	1,6144	0,62	1007,5	0,8730	1,103
0,2	3,1775	1,22	1019,0	0,8636	1,036
0,4	6,1593	2,44	1041,0	0,8597	1,065
0,6	8,9630	3,70	1065,0	0,9015	1,043
0,8	11,6039	5,00	1087,0	0,9475	1,033
1,0	14,0960	6,37	1108,0	1,0018	1,033
2,0	24,7090	14,13	1205,0	1,3610	0,975
3,0	32,9880	23,74	1289,0	1,7688	1,002
Mg(NO₃)₂					
0,1	1,4616	0,64	1008,0	0,9120	1,047
0,2	2,8811	1,29	1018,5	0,935	1,032
0,4	5,6009	2,71	1038,5	0,992	1,028
0,6	8,1725	4,31	1057,0	1,065	1,029
0,8	10,6076	6,05	1077,0	1,150	1,033
1,0	12,9170	7,92	1095,0	1,230	1,035
2,0	22,8788	20,36	1184,0	1,770	1,040
3,0	30,7953	38,00	1264,0	—	—
LiCl					
0,1	0,4222	0,46	999,6	0,9066	1,269
0,2	0,8409	0,93	1002,0	0,9169	1,267
0,4	1,6677	1,89	1006,8	0,9368	1,273
0,6	2,4809	2,89	1011,5	0,9574	1,283
0,8	3,2807	3,94	1016,1	0,9787	1,292
1,0	4,0675	5,04	1020,6	1,0000	1,301
2,0	7,8171	11,33	1042,0	1,1167	1,358
3,0	11,2846	19,15	1061,9	1,2447	1,419
4,0	14,5007	28,80	1080,6	1,3837	—
5,0	17,4917	40,20	1098,3	1,5420	—
6,0	20,2806	53,50	1115,1	1,7271	—
LiNO₃					
0,1	0,6347	0,46	1000,0	0,9035	1,240
0,2	1,3600	0,93	1004,0	0,9097	1,243
0,4	2,6836	1,88	1011,0	0,9211	1,254
0,6	3,9721	2,85	1018,5	0,9313	1,267
0,8	5,2269	3,87	1026,0	0,9450	1,280
1,0	6,4494	4,94	1033,0	0,9603	1,293
2,0	12,1173	10,77	1070,0	1,0273	1,332
3,0	17,1376	17,55	1103,0	1,0995	1,332
4,0	21,6153	25,20	1135,0	1,1905	1,292
5,0	25,6339	33,48	1164,0	1,2990	1,238
6,0	29,2606	42,20	1191,0	1,4167	1,157
K₂SO₄					
0,1	1,7128	0,58	1016,5	0,9067	1,301
0,2	3,3680	1,11	1022,5	0,9150	1,245
0,4	6,5165	2,10	1049,0	0,9316	1,164
0,6	9,4664	3,03	1073,5	—	—

ЛИТЕРАТУРА

1. Технологические процессы с применением мембран. Под ред. Р. Лейса и С. Лёб. Пер. с англ. Л. А. Мазитова и Т. М. Мнацаканян. М., Мир, 1976. 380 с.
2. Хванг С. Т., Каммермеер К. Мембранные процессы разделения. М., Химия, 1981. 464 с.
3. Дытнерский Ю. И. Обратный осмос и ультрафильтрация. М., Химия, 1978. 352 с.

Часть третья

ГРАФИЧЕСКОЕ ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Графическая часть технического проекта отражает окончательное техническое решение разрабатываемого процесса (установки), выбор принципиальной схемы с указанием технических характеристик и требований к выполнению спроектированного оборудования, а также выбор аппаратуры и оборудования на основе проведенных расчетов.

Графическая часть курсового проекта состоит из технологической схемы и чертежей общих видов основных аппаратов. Она должна удовлетворять требованиям ЕСКД, предъявляемым к выполнению технического проекта.

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Технологическая схема и общий вид аппарата выполняются, как правило, на листах чертежной бумаги основного формата А1 (594×841 мм), согласно ГОСТ 2.301—68. Наряду с указанным форматом в случае необходимости можно пользоваться другими основными форматами, обозначения и размеры сторон которых должны соответствовать указанным ниже:

Обозначение формата	A0	A1
Размеры сторон формата, мм	841×1189	594×841

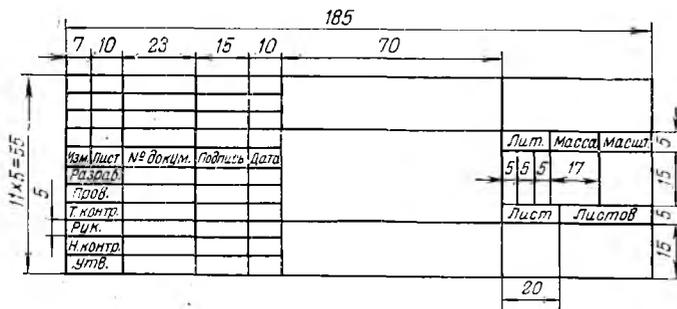
Обозначение формата	A2	A3	A4
Размеры сторон формата, мм	420×594	297×420	210×297

Допускается применение дополнительных форматов, образующихся увеличением коротких сторон основных форматов на величину, кратную их размерам. Обозначение производного формата составляется из обозначения основного формата и его кратности, например А1×2, А4×8, и т. д. Используемые кратности при образовании дополнительных форматов определены ГОСТом 2301—68.

Поле чертежа ограничивается рамкой, которая проводится сплошными линиями и отстоит от левой кромки чертежа на 20 мм, а от остальных кромок — на 5 мм.

Масштабы изображений на чертежах должны выбираться по ГОСТ 2.302—68 из следующего ряда: 1 : 1; 1 : 2; 1 : 2,5; 1 : 4; 1 : 5; 1 : 10; 1 : 25; 1 : 50; 1 : 100. Стандартом предусматриваются также некоторые масштабы увеличения (2 : 1; 2,5 : 1; 4 : 1; 5 : 1; 10; 1). Не рекомендуется применять на одном чертеже близкие по значению масштабы для видов, разрезов и сечений, например М1 : 4 и М1 : 5.

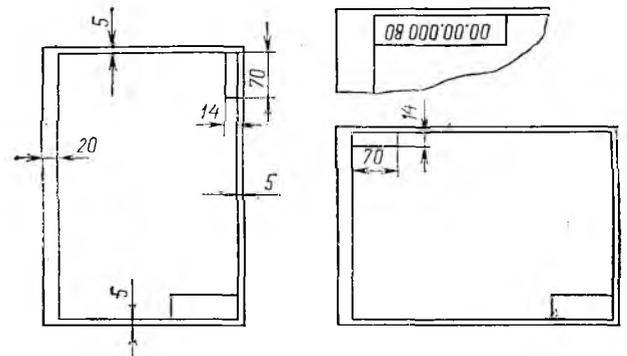
Основная надпись в соответствии с ГОСТ 2.104—68 располагается в правом нижнем углу чертежа и выполняется по форме:



Кроме того, в верхней части листа располагается дополнительная графа размером 70×14 мм (предназначенная для повторной записи обозначения чертежа, которое приводится в основной надписи), как показано ниже:

При заполнении основной надписи в ее графы вносятся следующие сведения *:

* Графы в) — е) при выполнении курсового проекта не заполняются.



- а) «Разраб.» — указываются фамилия студента, выполнившего проект, его подпись и дата выполнения проекта;
- б) «Пров.» — приводятся фамилия руководителя и его подпись с указанием даты;
- в) «Т. контр.» — технический контроль;
- г) «Рук.» — руководитель;
- д) «Н. контр.» — нормоконтроль;
- е) «Утв.» — утвердил;
- ж) в верхней графе указывается обозначение чертежа.

Для чертежей курсового проекта это, как правило, группы цифр 00.00.000. Первые две цифры означают сборочные единицы, входящие в данное изделие (проектируемый аппарат), например, 01.— греющая камера, 02.— крышка, и т. д. Последующая группа цифр 00. и первая цифра группы 000 предназначены для обозначения сборочных единиц низшего порядка. Двумя цифрами последней группы обозначают детали. За цифрами следует группа букв, характеризующих вид чертежа (ВО — чертеж общего вида, СБ — сборочный чертеж). Например, при выполнении чертежа общего вида установки его обозначение будет 00.00.000ВО, чертежи общих видов аппаратов и машин, входящих в установку, будут обозначаться 01.00.000ВО, 02.00.000ВО;

з) в центральной графе указывают наименование изделия в именительном падеже единственного числа, причем на первом месте помещают существительное. Наименование изделия должно соответствовать принятой терминологии и быть, по возможности, кратким. Под наименованием изделия записывается вид чертежа;

и) в правой нижней графе помещают сокращенное название института и номер группы;

к) в графе «Масштаб» указывают масштаб основной проекции.

Все масштабы, указанные на чертежах Приложений 1—25, приведены в расчете на размер листа основного формата А1.

2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

В системе ЕСКД (ГОСТ 2.701—76) отсутствуют требования к выполнению схем химико-технологических процессов. Поэтому при выполнении схемы следует руководствоваться РТМ 26-79—72, разработанными НИИХИММАШем.

В соответствии с назначением схемы, при курсовом проектировании выполняется принципиальная схема, обозначаемая ТЗ. На схеме должны быть показаны основные изделия (аппараты, машины и т. д.), входящие в установку, отображены принципы, обеспечивающие химико-технологический процесс, указаны основные технологические связи между изделиями (трубопроводы), а также элементы, имеющие самостоятельное функциональное назначение (насосы, арматура и т. д.).

Схема должна содержать: а) графически упрощенное изображение изделий, входящих в установку, во взаимной технологической и монтажной связи между ними; б) таблицы условных графических обозначений, точек замера и контроля параметров процесса (по необходимости).

Поле листа технологической схемы заполняется следующим образом: с левой стороны на большей части поля листа рас-

полагается схема; перечень основных составных частей и элементов схемы располагается над основной надписью в виде таблицы, заполняемой сверху вниз, по форме:

Обозн.	Наименование	кол.	Примечание	75
35	98	10		8
				185

В графе «Обозн.» приводится буквенное обозначение составной части схемы, например: аппарат — А, насос — Н и т. д. При наличии в схеме нескольких элементов одного названия используются числовые индексы, записываемые с правой стороны буквенного обозначения. Для основных аппаратов высота числового индекса равна высоте букв, например: А1, А2, В1, В2. Для арматуры и приборов высота числового индекса равна половине высоты букв, например: В31, В32, КП1, КП2, М1, М2. В графе «Примечание» при необходимости записываются основные технические данные (габаритные размеры, производительность или обозначения по ГОСТ, ТУ, каталогу и т. п.).

Аппаратам, машинам и арматуре, показанным на схеме, как правило, присваивается буквенное обозначение, соответствующее начальной букве их наименований:

- | | |
|-----------------|--------------------------------|
| аппарат — А; | счетчик (газа, жидкости) — СЧ; |
| компрессор — К; | сигнализатор уровня — СУ; |
| вентилятор — В; | вентиль регулирующий — ВР; |
| насос — Н; | указатель уровня — У; |
| редуктор — Рд; | вентиль запорный — ВЗ; |
| дроссель — Д; | вентиль спускной — ВС; |
| манометр — М; | кран пробный — КП; |
| термометр — Т; | кран проходной — КПр; |
| | предохранительный клапан — ПК. |

Кроме указанных могут быть приняты и другие буквенные обозначения элементов схемы с расшифровкой их в перечне основных составных частей и элементов.

Буквенные обозначения элементов схемы следует проставлять для аппаратов, машин и механизмов — непосредственно на их изображении, а при малом масштабе — в непосредственной близости от изображения; для арматуры — рядом с ее изображением.

Все оборудование (машины, аппараты, насосы, и др.) на схеме вычерчивают сплошными тонкими линиями толщиной 0,3 ÷ 0,5 мм, а трубопроводы и арматуру — сплошными основными линиями (ГОСТ 2.303—68), т. е. в два—три раза толще, чем оборудование.

Изделия и элементы схемы установки должны быть показаны условно в соответствии со следующими стандартами:

- а) аппараты выпарные — ГОСТ 2.788—74;
- б) аппараты теплообменные — ГОСТ 2.789—74;
- в) аппараты колонные — ГОСТ 2.790—74;
- г) аппараты сушильные — ГОСТ 2.792—74;
- д) отстойники и фильтры — ГОСТ 2.791—74;
- е) центрифуги — ГОСТ 2.795—80;
- ж) насосы и вентиляторы — ГОСТ 2.782—68;
- з) устройства питающие и дозирующие — ГОСТ 2.794—79;
- и) конденсатоотводчики — ГОСТ 2.780—68;
- к) обозначение трубопроводов для жидкостей и газов — ГОСТ 3464—63;
- л) обозначение трубопроводов в зависимости от вида транспортируемой среды и их назначения — ГОСТ 11628—65;
- м) элементы трубопроводов — ГОСТ 2.784—70;
- н) арматура трубопроводная — ГОСТ 2.785—70.

При отсутствии стандарта на данное изделие его изображают схематически в виде конструктивного очертания изделия, причем должны быть также показаны основные технологические штуцера, загрузочные люки, входы и выходы основных продуктов.

При необходимости допускается смещение штуцеров и отверстий по отношению к их истинному расположению, но с соблюдением их технологического назначения и взаимосвязи.

Допускается изображать изделия на схеме без строгого соблюдения масштаба, но и без резкого нарушения соотношения габаритных размеров основных изделий.

Разводка трубопроводов к оборудованию показывается схематически, причем она должна отходить от основных магистральных трубопроводов, показанных также схематично ниже или выше оборудования, изображенного на схеме. Допускается показывать линии магистральных трубопроводов одновременно снизу и сверху схемы. Условные обозначения трубопроводов должны соответствовать ГОСТ 3464—63.

Рекомендуемые условные обозначения некоторых устройств, отсутствующие в стандартах, приведены ниже:

Аппарат теплообменный кожухотрубчатый многоходовый		Смотровой фонарь	
Закрытая сливная воронка с гидрозатвором		Огнепреградитель	
Дроссель-регулятор		Брызгоотделитель	

Арматура, а также другие приборы, устанавливаемые на оборудовании, должны быть показаны на схеме в соответствии с их действительным расположением и изображены условно в соответствии с действующими стандартами.

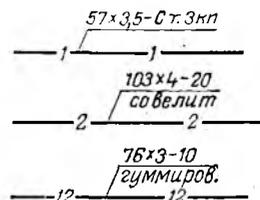
Линии трубопроводов, а также расположенные на них арматуру и приборы следует показывать на схеме горизонтально и вертикально-параллельно линиям рамки формата.

Условные изображения и обозначения трубопроводов, принятые на схеме, должны быть расшифрованы в таблице условных обозначений по форме:

20 10 8	Условное обозначение		Наименование среды в трубопроводе
	Буквенное	Графическое	
20		50	
140			

Пересекать изображения аппаратов, машин и других изделий линиями трубопроводов не допускается. Основные магистральные трубопроводы, от которых отводятся трубопроводы данной схемы должны быть показаны горизонтальными линиями. На каждом трубопроводе у места его отвода от магистрального или места его подключения к аппарату или машине нужно проставлять стрелки, указывающие направление движения потока и условное обозначение вида среды (—▷— — газ; —▶— — жидкость).

На трубопроводах должны быть указаны: размеры (наружный диаметр и толщина стенки), материал и сведения о внутреннем антикоррозионном покрытии или наружной изоляции (при наличии покрытия или изоляции). Соответствующие сведения следует приводить над условным обозначением трубопровода, например:



—1—1 — трубопровод для воды, труба наружным диаметром 57 мм, толщиной стенки 3,5 мм, из стали марки Ст. 3кп;

—2—2 — трубопровод для насыщенного водяного пара, труба наружным диаметром 103 мм, толщиной стенки 4 мм, из стали марки Сталь 20, с наружной изоляцией из совелита;

—12—12 — трубопровод для кислого раствора, труба наружным диаметром 76 мм, толщиной стенки 3 мм, из стали марки Сталь 10 с внутренней гуммировкой.

Показанные на оборудовании или трубопроводах точки установки приборов для замера и контроля температуры, давления, расхода среды и т. п. заносятся в таблицу по форме:

Точки замера и контроля		
Обозначение	Контролируемый параметр	Примечание
20	100	
140		

Размещение точек замера и контроля в качестве примера показано в Приложениях 1, 3, 6. Примеры выполнения чертежей технологических схем показаны в Приложениях 1—8.

3. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЧЕРТЕЖАМ ОБЩЕГО ВИДА

Чертежи общего вида должны выполняться в соответствии с основными требованиями ГОСТ 2.120—73 ЕСКД на выполнение технических проектов. Чертеж общего вида должен содержать следующие сведения:

- изображение изделия (аппарата, машины), необходимые виды, разрезы и сечения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия;
- основные размеры — конструктивные, присоединительные и габаритные, а в случае необходимости — установочные монтажные и предельные отклонения подвижных частей;
- обозначения посадок в ответственных сопряжениях;
- вид или схему с действительным расположением штуцеров, люков, лап и др.;
- таблицу назначения штуцеров, патрубков и т. п.;
- техническую характеристику;
- технические требования;
- перечень составных частей изделия.

На изображении чертежа общего вида допускается показывать условно смещенными штуцера, бобышки, люки и т. п., не изменяя их расположения по высоте или длине аппарата.

На виде изделия (аппарата) сверху необходимо показать действительное расположение штуцеров, бобышек, люков и т. п.; при отсутствии вида сверху его следует вычертить схематически (рис. 1), проставив условные обозначения штуцеров, бобышек, люков и т. п., указанных на главном или на другом виде изделия. При этом над схемой необходимо сделать надпись, например: «Схема расположения штуцеров, бобышек, люков и лап», а в технических требованиях на чертеже обязательно указать: «Действительное расположение штуцеров, бобышек, люка и лап смотри по схеме (по плану, виду В, и т. д.)».

Штуцера, патрубки, гильзы для термометров, люки и т. п. на главном и сопряженном с ним изображениях и на схеме обозначают условно на продолжении их осей или на полках линий-выносок прописными буквами русского алфавита размером от 5 до 7 мм (буквы Й, О, Х, Ъ, Ь не применяют).

Таблица назначения штуцеров, патрубков, гильз и других элементов аппарата выполняется по форме:

Обозначение	Наименование	Нол.	Прого- д- ный Ду, мм	Давле- ние ус- ловное Р _у , МПа
12	90	10	18	
148				

Над таблицей помещают заголовок «Таблица штуцеров».

Буквенные обозначения в алфавитном порядке (без пропусков и повторения) присваиваются сначала видам, размерам, сечениям, а затем штуцерам. В случае недостатка букв применяют цифровую индексацию, например: «А₁», «Б₁», «В₁» и т. д.

Надписи, техническую характеристику, технические требования и таблицы выполнять на чертеже с соблюдением ГОСТ 2.316—68.

Таблицы, техническую характеристику, технические требования и перечень составных частей следует располагать над основной надписью чертежа. В порядке исключения допускается размещение таблицы штуцеров слева от основной надписи. Рекомендуемое расположение основных элементов чертежа общего вида см. на рис. 2.

Дополнительные изображения (виды, разрезы, сечения, выносные изображения и т. д.) должны располагаться по возможности ближе к разъясняемому элементу.

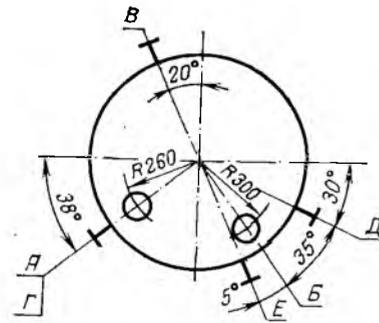


Рис. 1. Схема расположения штуцеров, бобышек, люков.

В технической характеристике указывают: назначение изделия (аппарата); объем аппарата — номинальный и рабочий; производительность; площадь поверхности теплообмена; максимальное давление; максимальную температуру среды; мощность привода; частоту вращения деталей; токсичность и взрывоопасность среды; другие необходимые данные.

В технических требованиях на чертеже указывают: обозначение ГОСТ или ТУ, согласно которым должно быть изготовлено и испытано данное изделие; обозначение ГОСТ или ТУ на основные материалы, применяемые в изделии; требования к испытанию на прочность и плотность сварных швов и других видов соединений; сведения о необходимости тепловой изоляции, гуммирования и других антикоррозионных покрытий.

На аппараты, в которых рабочее давление превышает 0,07 МПа (без учета гидростатического давления), распространяются «Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением», утвержденных Госгортехнадзором СССР 19 мая 1970 г. В Правилах изложены обязательные нормы, которым должны удовлетворять изготавливаемые сосуды и аппараты, а также требования по установке сосудов и обеспечению безопасности их эксплуатации.

Аппараты, на которые распространяются такие правила, должны быть до пуска в работу зарегистрированы в органах Госгортехнадзора СССР. Регистрации в органах Госгортехнад-

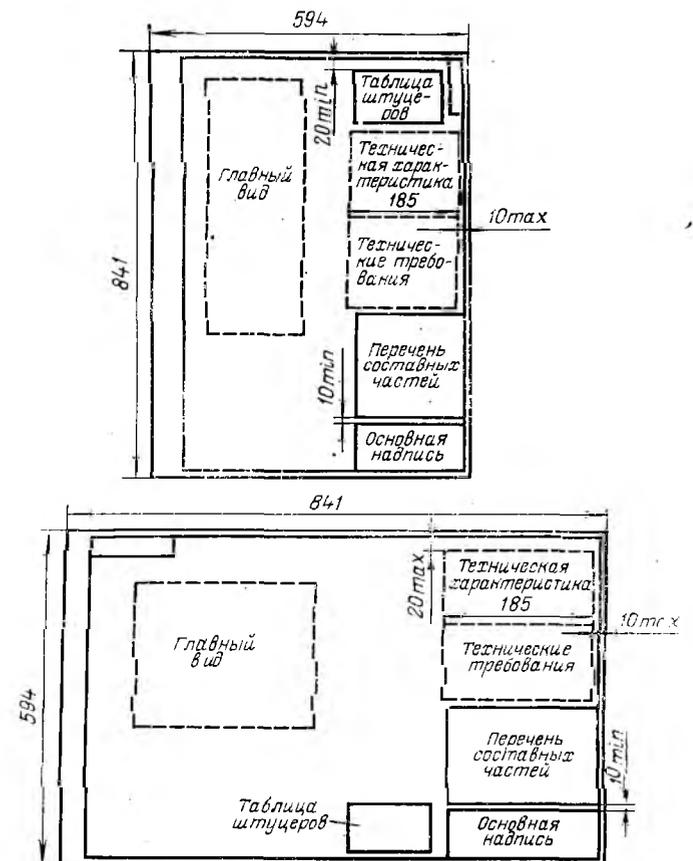


Рис. 2. Примерное расположение элементов чертежа общего вида для чертежа, располагаемого короткой или длинной стороной по горизонтали.

зора СССР не подлежат аппараты, работающие под давлением сеедких, нетоксичных и невзрывоопасных сред при температуре нтенки не выше 200 °С, в которых произведение емкости (V , м³) на давление (P , МПа) не превышает 1, а также сосуды, работающие под давлением едких, токсичных и взрывоопасных сред при указанной температуре, у которых произведение PV не превышает 0,05. На колонные аппараты под атмосферным давлением правила Госгортехнадзора СССР не распространяются.

Пробное гидравлическое давление при испытании цилиндрических, конических, шаровых и других сварных сосудов и аппаратов устанавливается по ОСТ 26-291-71:

Расчетное давление, МПа	Пробное давление, МПа
1,0	2,0
От 0,07 до 0,5	$1,5P (\frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma_t]})$, но не менее 0,2
0,5 и более	$1,25P (\frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma_t]})$, но не менее $P + 0,3$
Вакуум	$0,15 [\sigma_{20}]/[\sigma_t]$, но не менее 0,2

где $[\sigma_{20}]$ — допускаемое напряжение для материала сосуда и его элементов при температуре 20 °С; $[\sigma_t]$ — допускаемое напряжение для материала сосуда и его элементов при рабочей температуре.

При рабочей температуре в аппарате не выше 200 °С отношение $[\sigma_{20}]/[\sigma_t]$ может приниматься равным 1.

Перечень составных частей изделия располагать на поле чертежа общего вида над основной надписью по форме:

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Мас. са. шт.	Наименование и марка материала	Примечание	16
8	40	60	10	14	32		8
185							

Последняя строка перечня составных частей не должна доходить до основной надписи на расстояние менее 10 мм. В целях упрощения составления перечня составных частей допускается оставлять незаполненными несколько строк перечня (две, три) с соответствующим пропуском номеров позиций после каждой группы перечня составных частей (составные единицы, детали, стандартные изделия).

В каждой строчке перечня не допускаются «двухэтажные» записи. Если запись не помещается на одной строчке, ее следует помещать на двух и более строчках.

Все данные, вносимые в перечень составных частей изделия, следует записывать сверху вниз в порядке, предусмотренном ГОСТ 2.108-68: составные (сборочные) единицы, детали, стандартные изделия, в том числе крепежные и прочие изделия. При большом числе составных частей изделия допускается (по согласованию с руководителем) исключать из перечня в ростовые детали и неотчетливые стандартные изделия.

При заполнении перечня составных частей изделия разбивку изделия на составные единицы и детали следует проводить с учетом намечаемой технологии изготовления последних. Так, для чертежа общего вида конденсатора правильным будет следующий перечень: 1. Распределительная камера. 2. Греющая камера. 3. Крышка. 4. Фланец. 5. Фланец и т. д.

Такой порядок обусловлен тем, что составные единицы позиций 1, 2, 3 собираются, свариваются и обрабатываются по отдельным чертежам, разрабатываемым на последующих этапах проектирования (в курсовом проекте они не разрабатываются). За составными единицами следуют детали (позиции 4 и 5), поставляемые на сборку изделия по данному чертежу. По требованию руководителя проекта допускается составление подетального перечня составных частей изделия с включением всех стандартных единиц.

Графа «Обозначение» в перечне в большинстве случаев не заполняется, так как она предназначена для обозначения составных единиц низшего порядка и деталей, которые в курсовом проекте не выполняются. Исключение составляют проекты, графическая часть которых превышает два листа. В этом случае заполняются строки графы «Обозначение» перечня составных частей изделия чертежа общего вида всей установки, на которые выполняются чертежи общего вида.

Графа «Масса 1 шт» в перечне составных частей не заполняется.

Чертежи общего вида теплообменников. При курсовом проектировании выполняются чертежи главным образом наиболее широко применяемых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе», кожухотрубчатых, спиральных и смешения.

Типы и основные параметры теплообменников типа «труба в трубе» определены ГОСТ 9930-78. Наиболее часто проектному заданию удовлетворяют теплообменники однопоточные разборные и неразборные с поверхностями нагрева от 1,5 до 18 м² и длиной труб 4, 5, 6, 9 и 12 м. Разборные теплообменники следует применять в условиях загрязненных сред, когда требуется периодическая очистка аппарата.

Кожухотрубчатые цилиндрические стальные теплообменные аппараты с поверхностью теплообмена до 2000 м² на условное давление $P_y \leq 6,4$ МПа и температуру от -40 до +450 °С стандартизованы (ГОСТ 9929-77).

Некоторые основные характеристики теплообменных аппаратов приведены в главе II.

На чертеже общего вида выполняются следующие изображения: главный вид аппарата, вид сверху (для вертикального теплообменного аппарата) или сбоку (для горизонтального), вид одного из фланцевых соединений, расположение труб в трубной решетке, крепление труб в трубной решетке, а также другие необходимые изображения, поясняющие конструкцию аппарата. При отсутствии необходимости в изображении вида сверху или сбоку расположение штуцеров и лап может быть показано на схеме (см. рис. 1).

Расчитанные диаметры штуцеров должны быть сопоставлены с диаметрами штуцеров теплообменного аппарата в соответствии с ГОСТ. Если расчетные диаметры штуцеров меньше диаметров штуцеров по ГОСТ, то в конструкции теплообменного аппарата могут быть приняты диаметры штуцеров как по стандарту, так и полученные расчетным путем (в последнем случае с округлением размера до ближайшего большего стандартного диаметра трубы). В примечании должен быть указан номер ГОСТ, на основании которого разработан чертеж данного теплообменного аппарата.

Примеры выполнения чертежей общего вида теплообменников показаны в Приложениях 9-11.

Чертежи общего вида выпарных аппаратов. Тип, основные параметры и размеры трубчатых стальных выпарных аппаратов стандартизованы (ГОСТ 11987-73). Стандартом предусмотрены поверхности нагрева до 3150 м², диаметры обечай греющих камер до 3200 мм, диаметры сепараторов до 8000 мм и диаметры циркуляционных труб до 1600 мм. Диаметры греющих труб (25, 38 и 57 мм) и длины труб (3000, 4000, 5000, 6000, 7000, 9000 мм) выбирают исходя из типа выпарного аппарата и поверхности его греющей камеры.

При выборе типа брызгоуловителя, его размеров, марки и технической характеристики циркуляционного насоса, назначения и условного прохода штуцеров и люков можно пользоваться каталогами УКРНИИХИММАШа («Выпарные вертикальные трубчатые аппараты общего назначения». М., ЦИНТИХимнефтемаш, 1972; «Выпарные трубчатые стальные аппараты общего назначения». М., ЦИНТИХимнефтемаш, 1979).

Как правило, фланцевые соединения штуцеров D_y до 100 мм принимаются с гладкой уплотнительной поверхностью по ГОСТ 1255-67 и присоединительными размерами, соответствующими давлению $1 \cdot 10^6$ Па. В случае необходимости могут применяться фланцевые соединения с уплотнительной поверхностью типа шип-паз. Остальные детали и узлы выпарных аппаратов выполняются по следующим стандартам и нормалам:

днища эллиптические — по ГОСТ 6533-78;
днища конические — по ГОСТ 12619-78 и ГОСТ 12621-78;
люки — по ОН 26-01-10-65;
компенсаторы линзовые — по ОН 26-01-79-68.

На чертеже общего вида изображаются: главный вид аппарата, вид сверху, вид одного из фланцевых соединений, расположение труб в трубной решетке, крепление труб в трубной решетке, поперечное сечение брызгоуловителя, а также другие необходимые виды и сечения, поясняющие конструкцию аппарата (по указанию руководителя). При отсутствии изображения, показывающего расположение штуцеров, выполняют схему их расположения (см. рис. 1).

Число штуцеров может быть уменьшено по сравнению с показанными на чертежах Приложений, но не должно быть меньше числа технологически необходимых для работы аппарата. Кроме того, должны быть предусмотрены штуцера для продувки, промывки и т. п.

Для контроля за работой аппарата предусматриваются смотровые окна, расположенные на противоположных сторонах корпуса сепаратора, друг против друга. Для контроля за уровнем раствора несколько окон могут располагаться попарно по вертикали. Для контроля за установкой аппарата по вертикали должны быть предусмотрены штыри. Для усиления жесткости стенок отдельных частей аппарата предусматриваются бандажи, которые могут быть использованы для крепления наружной тепловой изоляции. С целью предотвращения загрязнения внутренней части аппарата при транспортировке желательно предусмотреть установку фланцев с глухой прокладкой.

Примеры выполнения чертежей общего вида выпарных аппаратов показаны в Приложениях 12—15.

Чертежи общего вида абсорбционных и ректификационных колонн. Описание стальных сварных колонных аппаратов диаметром 400—4000 мм со стандартными ректификационными тарелками, а также насадочных колонн, снабженных разделительными тарелками и опорными решетками, приведены в каталоге «Колонные аппараты». М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1978. При проектировании абсорбционных тарельчатых и насадочных колонн можно пользоваться тем же каталогом.

Минимальные толщины стенок корпуса колонного аппарата в зависимости от диаметра аппарата, приведены ниже:

Диаметр аппарата D , мм	Толщина стенки δ , мм
1000—1800	10
2000—2600	12
2800—3200	14
3400—3300	18
4000	24

Корпус колонны изготавливают из отдельных царг (на фланцах) или цельносварными. Корпуса из царг рекомендуются применять для давлений до 1,6 МПа, а цельносварные — для давлений до 4,0 МПа. Обычно колонные аппараты диаметром 1200 мм и более выполняют цельносварными с разборными тарелками.

Тип тарелки или вид насадки указывается в задании на курсовой проект или выбирается в зависимости от особенностей технологического процесса — давления, температуры, нагрузок по газу (пару) и жидкости, соотношения фаз, чистоты продуктов.

В зависимости от диаметра колонны, стандартные тарелки изготавливают разъемной и неразъемной конструкции. В табл. 1 приведены характеристики тарелок указанных выше типов.

Разборные тарелки имеют съемные части, состоящие из опорных балок и секций с контактными устройствами (колпачками, клапанами и др.). Опорная рама тарелки и стенки сливного кармана привариваются к корпусу аппарата. На стенке кармана расположена планка, которая может перемещаться в вертикальном направлении и регулировать уровень жидкости на тарелке.

Типовые конструкции крепления разборной тарелки в царге колонны показаны на рис. 3.

На внутренней поверхности стенки крепятся два опорных сегмента 1, к нижней поверхности которых привариваются подкладки 2 прямоугольного сечения. Секции тарелки 3 с контактными элементами лежат на опорной балке П-образного сечения 4, установленной на подкладке 2. Для увеличения жесткости балки и удобства монтажа на ее концах приваривают короткие вставки 5. Для установки в одной плоскости опорных поверхностей балки 4 и сегментов 1 под концы балки устанавливают подкладки 6. Опорная балка 4 крепится к подкладке 2 болтами 7, головки которых для удобства монтажа могут быть приварены к нижней поверхности подкладки. Со стороны приемного и сливного карманов тарелка опирается на уголок 8 (рис. 3, б). Листы тарелки крепятся к опорным сегментам 1 и опорным уголкам 8 приемного и сливного карманов с помощью специальных шайб 9 и болтов 10. К опорной балке листы тарелки крепятся с помощью плоских шайб 11 и болтов 12.

Для колонн диаметром более 2000—2200 мм используют разборные тарелки, состоящие из четырех и более секций с контак-

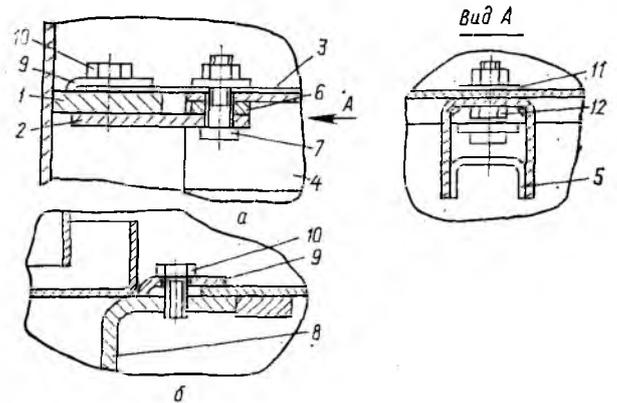


Рис. 3. Конструкция крепления разборных тарелок:

а) — на опорных сегментах и балках; б) — со стороны приемного и сливного карманов; 1 — опорный сегмент; 2, 6 — подкладки; 3 — секция тарелки; 4 — опорная балка; 5 — вставка; 7, 10, 12 — болты; 8, 9 — опорный уголок; 11 — специальная шайба; 11 — плоская шайба.

тными элементами. Для установки таких тарелок применяют опорные рамы, состоящие из нескольких продольных и поперечных балок.

Более подробно конструкция разборной тарелки показана на чертеже Приложения 18.

Насадки применяют регулярные (правильно уложенные) и беспорядочные (засыпаемые внавал). Регулярными являются хордовая насадка, кольца Рашига (при правильной укладке) и блочная насадка. К беспорядочным относятся кольца Рашига (при загрузке внавал), седлообразная, кусковая насадка и др. В настоящее время преимущественное применение находят кольца Рашига, изготовленные из керамики или металла.

Размер насадки должен выбираться с учетом диаметра колонны и гидродинамического режима ее работы; увеличение размера насадки приводит к увеличению производительности колонны при одновременном снижении эффективности. При отношении диаметра насадки из колец Рашига к внутреннему диаметру колонны, равном 0,033, достигается оптимальное сочетание производительности и эффективности колонны.

Для равномерного распределения жидкости по площади поперечного сечения насадки насадочные колонны снабжают распределительными тарелками типа ТСН-III, а при перераспределении насадки внутри колонн отдельными слоями — перераспределительными тарелками типа ТСН-II (ОСТ 26-705—72). Эти тарелки несколько различаются по конструкции в зависимости от диаметра колонны. Стандартом предусмотрено изготовление разборных тарелок типов ТСН-IIP и ТСН-IIIP.

Высота отдельных слоев насадки не должна превышать $(3-5) D_k$, причем каждый слой располагается на опорной решетке, устройство которой приведено в ОСТ 26-601—72 и ОСТ 26-02—72. Для загрузки и выгрузки каждого слоя насадки в корпусе колонны должны быть предусмотрены два люка: один — под распределительной (или перераспределительной) тарелкой, второй — над опорной решеткой. Диаметры люков: 200 мм — для колонн $D_k = 400, 500$ мм; 300 мм — для колонн $D_k = 600, 800$ мм; 400 мм — для колонн $D_k = 800$ мм, 500 мм — для колонн $D_k > 1000$ мм.

Высота царги корпуса тарельчатой колонны определяется диаметром аппарата и числом устанавливаемых в ней тарелок;

Таблица 1. Характеристики тарелок

Тип тарелки	Диаметр D , мм	Исполнение	Расстояние между тарелками H_T , мм
Колпачковые	ТСК-1	Неразъемное	200—500
	ТСК-Р	Разъемное	300—1200
	ТСК-РУ	»	300—900
	ТСК-РБ	»	300—900
Ситчатые ТС	ТС-Р	Разъемное	»
	ТС-Р2		
Жалюзийно-клапанные ТСЖК	ТСЖК-2	»	450—1200
	ТСЖК-2		
Решетчатые ТС-Р	400—800	Неразъемное	200—500
Клапанные прямоточные ТКП	1000—9000		
Ситчатые с отбойными элементами ТСО	1000—4000	»	450—900

Таблица 2. Рекомендуемое число тарелок типа ТСК-I в царге колонны

Диаметр колонны D_k , м	Расстояние между тарелками H_T , мм	Число тарелок в царге	Высота царги H_c , мм	Диаметр колонны D_k , м	Расстояние между тарелками H_T , мм	Число тарелок в царге	Высота царги H_c , мм
400	200	4	800	800	400	3	1200
	250	4	1000		450	3	1350
500	300	3	900	1000	500	3	1500
	350	3	1000		200	7	1400
600	400	2	800	1000	250	6	1500
	450	2	900		300	5	1500
800	500	6	1000	1000	350	4	1400
	200	6	1200		400	3	1200
	250	6	1500		450	3	1350
	300	4	1200		500	3	1500
	350	4	1400				

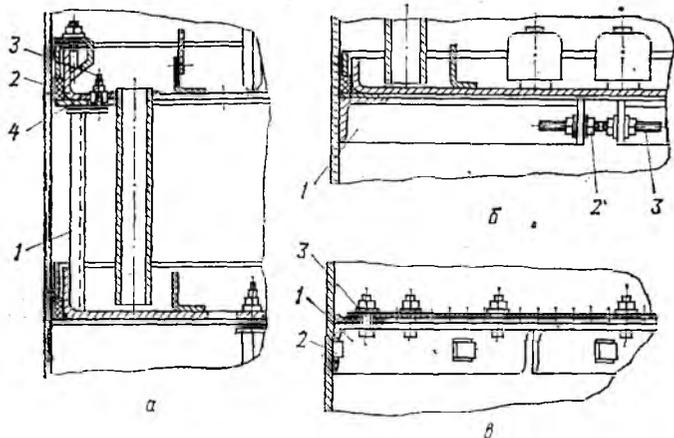


Рис. 4. Установка тарелок в царге колонны:

a — на вертикальных стойках: 1 — стойка; 2 — тарелка; 3 — регулировочный винт; 4 — фиксирующая гайка; *б* — на распорном кольце: 1 — распорное кольцо; 2 — гайка; 3 — шпилька; *в* — на опорных уголках: 1 — уголок; 2 — прямоугольная бобышка; 3 — болт.

рекомендуемое число тарелок в царге приводится в соответствующем стандарте на конструкцию тарелки. Пример размещения в царге колонны колпачковых тарелок ТСК-1 приведен в табл. 2. В общем случае высота царги должна выбираться из условий удобства монтажа тарелок и транспортировки.

Для колонны диаметром $D_k \leq 800$ мм высота царги определяется возможностью монтажа наиболее удаленной тарелки. Для колонны $D_k > 800$ мм монтаж тарелок внутри царги облегчается, и высота царг может быть увеличена. Нижняя тарелка в царге устанавливается на кронштейнах, закрепленных на внутренней поверхности обечайки, а верхняя тарелка в царге закрепляется упорным кольцом.

Расстояние между соседними тарелками в царге фиксируется с помощью специальных устройств, показанных на рис. 4. Наибольшее распространение получила установка неразборных тарелок в царге с помощью вертикальных стоек (рис. 4, *a*), чаще всего трех, закрепленных на нижерасположенных тарелках (см. Приложение 17). При повышенных требованиях к монтажу тарелок в горизонтальной плоскости (ситчатые, решетчатые и т. д.), в них устанавливаются регулировочные винты с фиксирующей гайкой, нижний конец которых находится на верхней площадке опорной стойки.

При значительном расстоянии между тарелками ($H_T \geq D_k$) их целесообразно устанавливать на распорных кольцах (рис. 4, *б*) или на опорных уголках (рис. 4, *в*). Распорное кольцо фиксируется в царге колонны путем раздвижения торцов кольца 1 внутренними гайками 2, находящимися на шпильке 3. Опорные уголки 1 устанавливаются в царге на прямоугольных бобышках 2, приваренных к стенке царги, и болтами 3 крепят к тарелке. Фланцы царг выполняют по ОСТ 26-426-72 и ОСТ 26-427-72.

Колонные аппараты диаметром более 1000 мм изготавливают преимущественно с цельносварным корпусом и съемной верхней крышкой. При разработке цельносварной конструкции колонны необходимо учитывать возможность ее транспортировки по железной дороге. В соответствии с длиной железнодорожной платформы четырехосного вагона максимальная длина аппарата, размещаемого на одной платформе, не должна превышать 14,1 м. Колонны длиной 14,1—27 м транспортируют на трех железнодорожных платформах; при этом колонна крепится на средней платформе, а ее концы находятся над крайними платформами.

Если длина аппарата является препятствием для его транспортировки, необходимо предусмотреть фланцевые разъемы в соответствии с рекомендациями ОСТ 26-808-73. В отдельных случаях можно предусмотреть сборку колонны непосредственно на месте установки из элементов, габаритные размеры которых допускают возможность их транспортировки.

Корпус цельносварной колонны должен снабжаться люками для монтажа и обслуживания тарелок. Рекомендуется располагать люки через 5—10 тарелок на противоположных сторонах корпуса колонны (см. Приложение 15). Люки изготавливают по ОСТ 26-2000-77 ОСТ 26-2015-77. Ниже приведены рекомендуемые размеры люков:

Диаметр колонны D_k , мм . . .	1000—1600	1600
Диаметр люка $D_{л}$, мм	500	600
Расстояние между тарелками в месте установки люка, мм	800	800, 1000

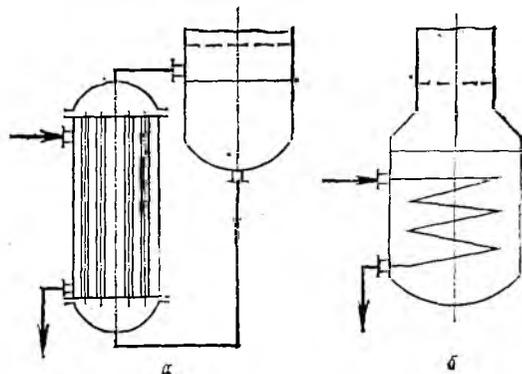


Рис. 5. Размещение кипятивника в нижней кубовой части колонны:

a — выносного; *б* — встроенного.

К корпусу цельносварных колонн приваривают накладку для крепления площадок (площадки шириной 1—1,2 м), предназначенных для обслуживания аппарата. Площадка должна находиться на расстоянии (по высоте) не более 1200—1600 мм от оси люка.

К верхней части колонны приваривают цапфы для подъема аппарата (ГОСТ 13716-73, ГОСТ 14114-78); для установки аппарата по вертикали нижняя и верхняя части корпуса снабжены штырями. В некоторых случаях для подъема отдельных элементов аппарата на верхней части колонны может устанавливаться кран-укосина.

Высота части ректификационной колонны, расположенной выше верхней тарелки или верхнего слоя насадки, определяется необходимостью создания сепарационного объема и размещения на корпусе этой части колонны штуцеров, цапф и штырей; ориентировочно она может быть принята равной $(0,5-1) D_k$.

Нижняя тарелка снабжается гидрозатвором для беспрепятственного слива жидкости с тарелки в куб; с этой целью нижний конец трубы (или перегородка сливного кармана) либо погружается в слой кубовой жидкости, либо опускается в приемный стакан.

Кипятивник ректификационной колонны может быть выносным или встроенным в нижнюю часть колонны (рис. 5).

Достоинствами схемы подвода тепла в колонну, показанной на рис. 5, *a* являются возможность использования стандартной аппаратуры с любой поверхностью теплообмена, относительно небольшое гидравлическое сопротивление, удобство монтажа и обслуживания. Поэтому колонны с выносными кипятивниками наиболее распространены. Схема подвода тепла, показанная на рис. 5, *б* обеспечивает компактность установки, но затрудняет размещение больших поверхностей теплообмена; применяется для колонн малого диаметра (ориентировочно $D_k \leq 300$ мм).

Для выравнивания скоростей пара (газа), поступающего под нижнюю тарелку (или слой насадки), труба подачи пара (газа) имеет срез, направленный вниз, и располагается на расстоянии от тарелки, равном примерно $0,5 D_k$.

Высота кубовой части ректификационной колонны может быть принята равной $(1,5-2,0) D_k$. Дефлегматор ректификационной колонны выполняется либо встроенным в верхнюю часть колонны (рис. 6, *a*), либо выносным — вертикальным или горизонтальным (рис. 6, *б*). Встроенная конструкция применяется для колонн небольшого диаметра.

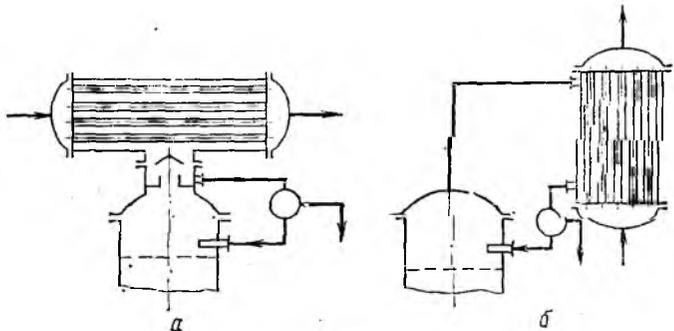


Рис. 6. Размещение дефлегматора в верхней части колонны:

a — встроенного; *б* — выносного.

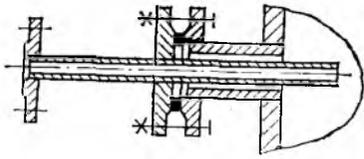


Рис. 7. Конструкция разборного штуцера.

Колонны могут устанавливаться на лапах и нижних опорах. По ОСТ 26-467—78 опоры под колонны выполняются четырех типов и выбираются в зависимости от максимальной приведенной нагрузки.

В колоннах с неразборными тарелками должно быть устройство для ввода жидкости такой конструкции (рис. 7), которая позволяла бы извлекать из штуцера патрубок ввода жидкости при монтаже и демонтаже тарелок (см. Приложение 17).

В кубе колонны необходимо предусмотреть штуцеры для присоединения устройств контроля уровня, давления и температуры, которые выбирают по ОСТ 26-01-1348—75—ОСТ 26-01-1356—75. Штуцеры для измерения температуры и давления устанавливают также в верхней части колонны и при необходимости — по высоте колонны. По высоте колонны должны устанавливаться и штуцеры для отбора проб. В верхней части колонны должен быть установлен штуцер для присоединения предохранительного клапана.

Важное значение имеет правильный выбор высоты размещения штуцера для ввода в колонну паров из кипятильника. Рекомендуется * сечение диаметра парового штуцера принимать на 20—25% меньше суммарного сечения трубок кипятильника. Верхняя трубная решетка выносного кипятильника должна быть на 250—350 мм (в зависимости от разности плотностей жидкости в кубе и парожидкостной смеси в кипятильнике) выше среднего уровня жидкости в кубе колонны (рис. 8).

Выбор фланцевого соединения штуцеров рассмотрен в гл. IV.

При выполнении чертежа общего вида колонны тарелки на продольном разрезе рекомендуется изображать упрощенно; подробно конструкция тарелки показывается на местных или дополнительных видах, разрезах и сечениях. Тарелки нумеруются на продольном разрезе аппарата снизу вверх.

Чертежи общего вида роторно-дисковых экстракторов.

Конструкции роторно-дисковых экстракторов (Приложение 21) не стандартизованы. При разработке корпуса такого аппарата следует руководствоваться общими требованиями, предъявляемыми к колонным аппаратам.

Чертежи общего вида сушильных аппаратов и установок.

Сушильная установка (Приложение 6) включает помимо основного элемента — сушильного аппарата — вспомогательное оборудование: питатель, разгрузочное устройство, толку (или калорифер), а также устройство для пылеочистки. Характеристики наиболее распространенных аппаратов и установок (барабанных, ленточных, вальцовых, распылительных, со взвешенным слоем и др.) приведены в каталоге «Сушильные аппараты и установки» ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, М., 1975 г.

Барабанные сушилки, работающие под атмосферным давлением, применяют для сушки кусковых, зернистых и сыпучих материалов, частицы которых характеризуются умеренной прочностью.

Сушилки взвешенного слоя применяют для сушки сильно-сыпучих материалов, подверженных комкованию, а также пастообразных материалов. Высушиваемые материалы должны обладать достаточной механической прочностью.

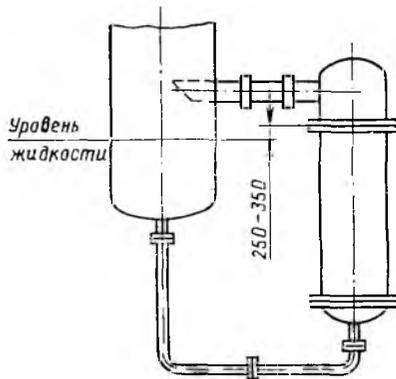


Рис. 8. Размещение кипятильника по отношению к кубу колонны.

Распылительные сушилки применяют преимущественно для сушки растворов и суспензии термочувствительных материалов. Ленточные сушилки используют для сушки сыпучих материалов или гранулированных материалов с частицами малой механической прочности.

Основные размеры и параметры вращающихся барабанов сушилок (рис. 9) по ГОСТ 11875—79 и ОСТ 26-01-746—78 приведены в табл. 3.

В сушилках диаметром 1000—1600 мм для хорошо сыпучих материалов с частицами размером не более 8 мм рекомендуется применять секторную насадку; для материалов, склонных к налипанию, с частицами средним размером более 8 мм — лопастную насадку. В сушилках диаметром 1000—2200, 2500 и 2800 мм

Таблица 3. Основные размеры и параметры вращающихся барабанов сушилок

Наружный диаметр барабана D, мм	Длина барабана L, мм	Расстояние до первой опоры l ₁ , мм	Расстояние между опорами l ₂ , мм	Номинальная нагрузка на одну опору G, кН	Номинальная частота вращения барабана n, с ⁻¹	Толщина барабана δ, мм	Ориентировочная масса барабана M, кг
1000	4 000	850	2 300	100	0,425	5	5,8
					0,530		
1000	6 000	1250	3 500	100	0,425	5	6,4
					0,530		
					0,850		
1200	6 000	1250	3 500	160	0,425	6	8,5
	8 000	1650	4 700	160	0,450		
	10 000	2050	5 900	160	0,670		
1600	8 000	1650	4 700	250	0,335	8	16,9
	10 000	2050	5 900	250	0,450		
	12 000	2500	7 000	250	0,670		
2000	8 000	1650	4 700	400	0,335	10	25,1
	10 000	2050	5 900	400	0,450		
	12 000	2500	7 000	400	0,670		
2200	10 000	2050	5 900	400	0,335	10	32,1
	12 000	2500	7 000	400	0,450		
	14 000	2900	8 200	400	0,670		
2500	16 000	3350	9 300	400	0,425	16	100,0
	12 000	2500	7 000	400	0,212		
	14 000	2900	8 200	630	0,315		
	18 000	3750	10 500	800	0,425		
2800	20 000	4150	11 700	800	0,630	16	115,0
	14 000	2900	8 200	400	0,212		
	16 000	3350	9 300	630	0,315		
	20 000	4150	11 700	800	0,425		
3000	22 000	5150	11 700	800	0,630	20	140,0
	16 000	2700	10 600	800	0,212		
	18 000	4000	10 000	1000	0,315		
	20 000	4000	12 000	1000	0,425		
3200	16 000	2700	10 600	800	0,212	20	165,0
	18 000	4000	10 000	1000	0,315		
	22 000	4500	13 000	1250	0,425		
	20 000	4000	12 000	1000	0,630		
3500	16 000	2700	10 600	1250	0,212	22	205,0
	18 000	4000	10 000	1600	0,315		
	22 000	4500	13 000	1250	0,425		
	27 000	5000	17 000	1600	0,630		
	20 000	4000	12 000	1000	0,630		
4000	16 000	2700	10 600	1250	0,212	22	205,0
	18 000	4000	10 000	1600	0,315		
	22 000	4500	13 000	1250	0,425		
	28 000	5000	18 000	1600	0,630		
4500	16 000	2700	10 600	1600	0,212	25	230,0
	18 000	4000	10 000	2000	0,315		
	22 000	4500	13 000	2500	0,425		
	28 000	5000	18 000	3150	0,630		
	35 000	6500	22 000	3150	0,630		
5000	22 000	4500	13 000	1600	0,212	25	280,0
	28 000	5000	18 000	2000	0,315		
	35 000	6500	22 000	2500	0,425		
				3150	0,630		430,0

Примечание. Сушилки D > 1200 мм допускается изготавливать с номинальной частотой вращения барабана 0,85 с⁻¹ (8,12 об/мин).

* Гринберг Я. И. Проектирование химических производств. М., Химия, 1970. 268 с.

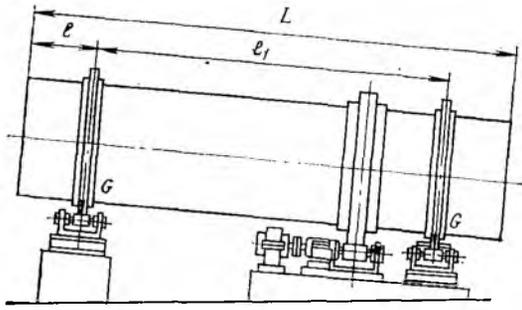


Рис. 9. Основные размеры корпуса барабанной сушилки.

для материалов, склонных к налипанию, но обладающих достаточно хорошей сыпучестью, после предварительной подсушки используется лопастная и за ней секторная насадка.

Перевалочную насадку используют для мелкозернистых пылящих материалов. Распределительную насадку применяют при сушке зернистых материалов, не содержащих больших количеств мелких частиц и мало пылящих.

Насадку устанавливают внутри барабана в виде отдельных секций длиной не более диаметра барабана. В барабанах диаметром более 2000 мм насадку можно монтировать непосредственно на внутренней поверхности барабана.

В соответствии с ОСТ 26-01-437—78 предусмотрено изготовление семи вариантов конструкций корпусов барабанных сушилок, в зависимости от диаметра барабана, типа основных насадок и направления движения теплоносителя. Стандарт предлагает для каждого из вариантов определенную конструкцию корпуса барабанной сушилки в некотором диапазоне, с указанием его основных размеров.

Корпус барабана снабжается обычно двумя наружными стальными кольцами (бандажами), чаще прямоугольного сечения, передающими нагрузку от барабана роликам опорных станций. Применяют неразборные и разборные способы крепления бандажей на корпусе барабанной сушилки. При неразборном соединении бандаж в горячем состоянии насаживают на корпус барабанной сушилки или приваривают к нему (второй способ применяется для корпусов сушилок диаметром до 1 м).

Разборная конструкция и размеры опорных и опорно-упорных бандажей определяются ОСТ 26-01-445—78. Крепление бандажа на корпусе барабанной сушилки в соответствии с ОСТ 26-01-445—78 показано на рис. 10. Бандаж 1 крепится на корпусе 2 с помощью башмаков 3, которые упорами фиксируют бандаж поочередно слева и справа, препятствуя его перемещению. Бандаж центрируется с помощью прокладок 4, размещаемых между башмаком и подкладкой 5. Прокладки и подкладку устанавливают в выемку башмака, что предотвращает их смещение по окружности. Смещению в осевом направлении препятствует упорная планка 6, закрепляемая на башмаке двумя болтами 7.

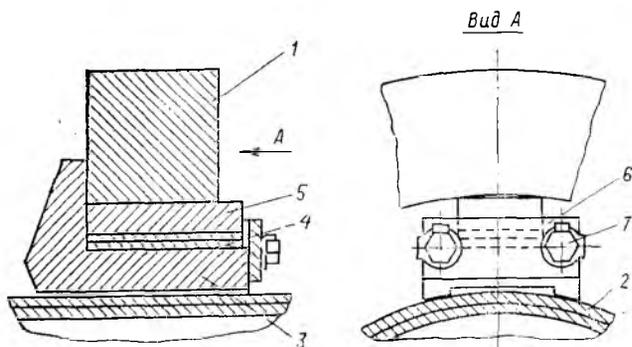


Рис. 10. Крепление бандажа на корпусе барабанной сушилки: 1 — бандаж; 2 — корпус; 3 — башмак; 4 — прокладка; 5 — подкладка; 6 — упорная планка; 7 — болт.

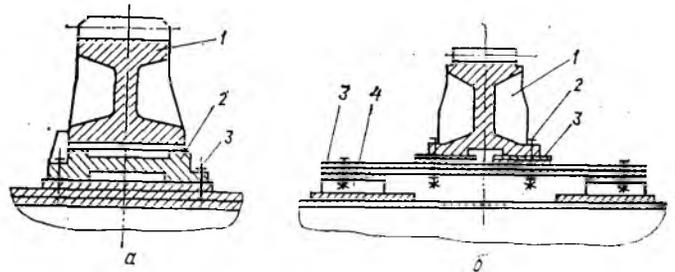


Рис. 11. Крепление венцовой шестерни к корпусу барабанной сушилки:

а — жесткое крепление; б — крепление при помощи пружин.

Барабаны сушилок устанавливают под небольшим (1—4 градуса) углом к горизонту для облегчения перемещения материала по барабану. При этом для устранения его осевого перемещения один из бандажей, расположенный на «холодном» конце барабана, устанавливают между двумя упорными роликами. Совокупность опорных и упорных роликов, установленных на общей раме, образует опорно-упорную станцию.

Венцовую шестерню устанавливают на барабане, возможно ближе к опорно-упорной станции с целью уменьшения изгибающего момента от массы шестерни и снижения ее радиального биения.

Венцовая шестерня крепится жестко к корпусу барабанной сушилки (рис. 11, а) при небольших колебаниях температуры его стенок (когда нет опасности появления больших температурных напряжений) или при помощи пружин (рис. 11, б), опирающихся на стальные площадки, закрепленные на корпусе (при высокой температуре сушильного агента, значительно отличающейся от температуры стенок корпуса при монтаже). При жестком креплении (рис. 11, а) венцовая шестерня 1 устанавливается на корпусе барабанной сушилки при помощи башмаков 2, прикрепляемых к корпусу болтами 3. При креплении с помощью пружин (рис. 11, б) венцовая шестерня 1 крепится болтами 2 к продольным плоским пружинам 3, опирающимся на стальные площадки 4, прикрепленные к барабану. Центрируют венцовую шестерню при помощи прокладок 5, устанавливаемых между шестерней и рессорами или между рессорами и площадками. Конструкции креплений венцовой шестерни к корпусу барабанной сушилки приведены в ОСТ 26-01-436—78—ОСТ 26-01-450—78.

В соответствии с ОСТ 26-01-746—78, корпуса барабанных сушилок выполняются из стали В Ст.3пс, В Ст. 3 сп по ГОСТ 380—71 или из стали 09Г2С по ГОСТ 19262—73.

При температуре сушильного агента выше 350 °С на конце корпуса аппарата со стороны входа теплоносителя устанавливается защитное кольцо по ОСТ 26-01-442—78. На конце корпуса аппарата с противоположной стороны входа теплоносителя по ОСТ 26-01-443—78 устанавливается подпорное кольцо, обеспечивающее задержку высушиваемого материала в корпусе барабанной сушилки.

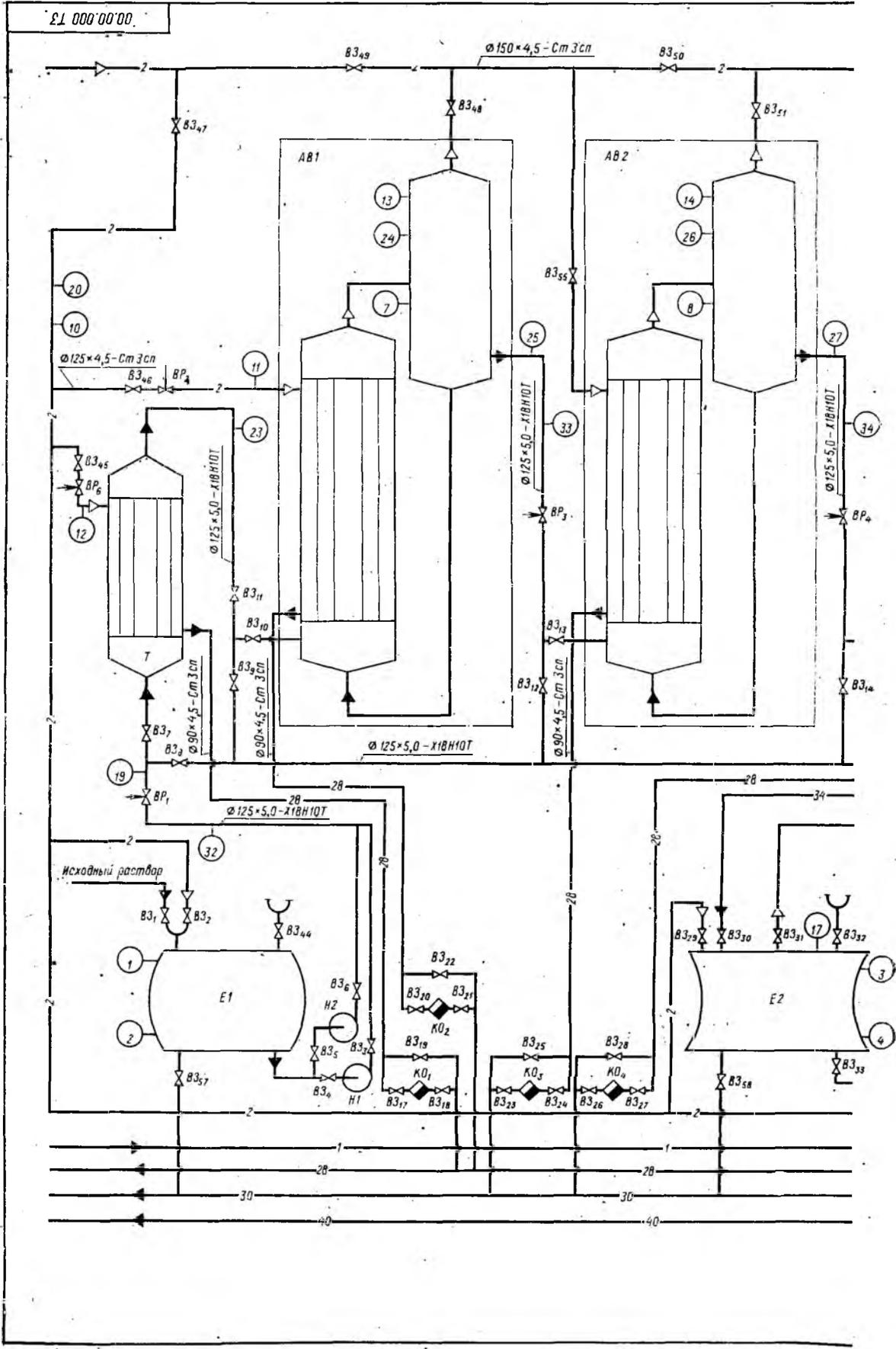
Если в графическую часть проекта включается выполнение чертежа общего вида барабана сушилки, то на чертеже необходимо указать требования по точности установки бандажей и зубчатого венца, регламентированные ОСТ 26-01-746—73.

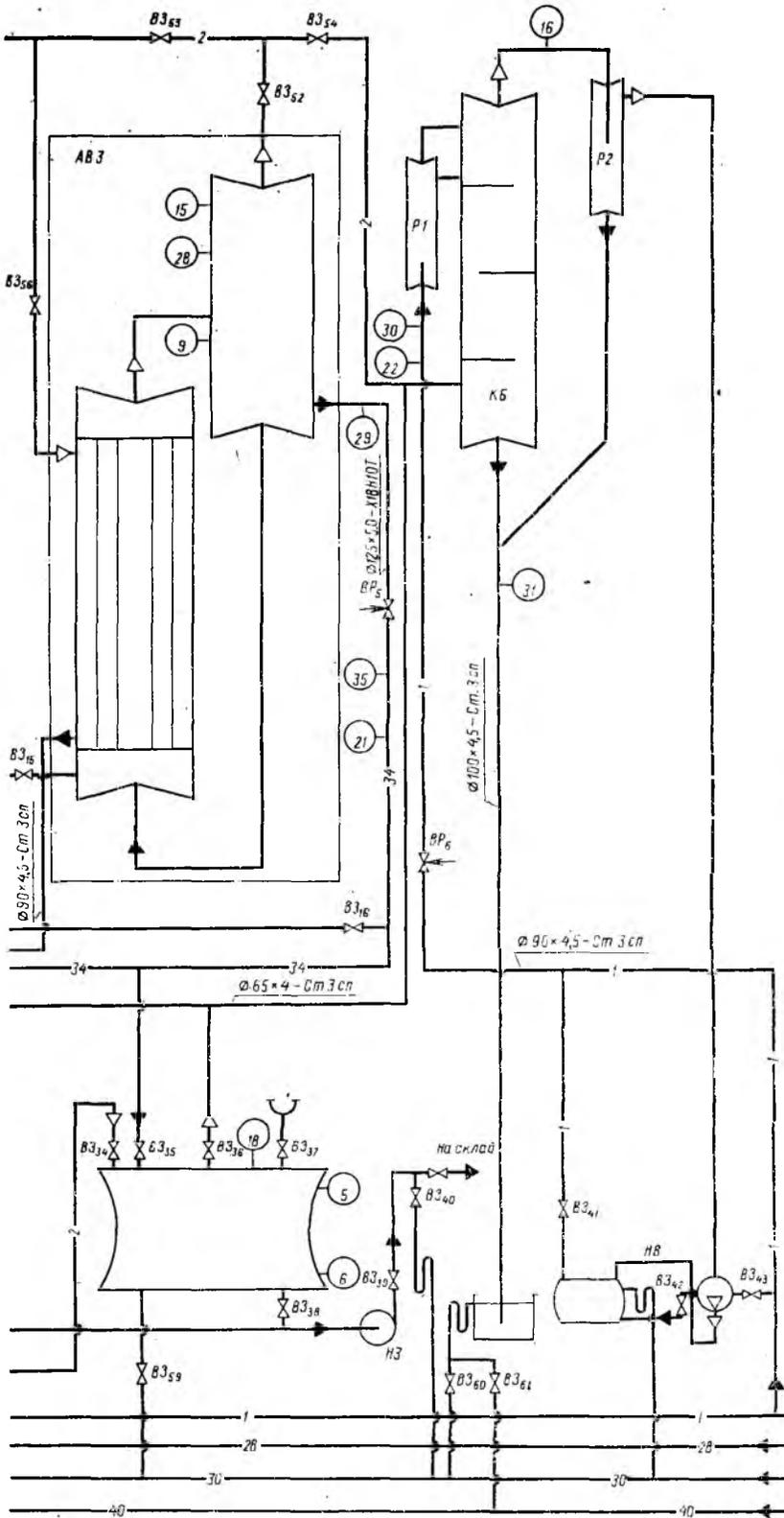
Для предотвращения утечки запыленных и вредных газов в производственные помещения барабаны сушилок работают под разрежением 50—250 Па, причем с целью ликвидации зазора между вращающимся барабаном и камерами для загрузки и выгрузки применяют различные уплотнения, преимущественно лабиринтные.

Конструкции распылительных сушилок приведены в РТМ 26-01-78—76, ленточных — в ОСТ 262-01-1164—74.

Чертежи общего вида аппаратов обратного осмоса и ультрафильтрации. Аппараты обратного осмоса и ультрафильтрации (Приложения 19—20) не стандартизованы. В связи с этим при разработке таких аппаратов следует руководствоваться общими положениями по проектированию аппаратов, работающих под давлением.

£1 000'00'00.



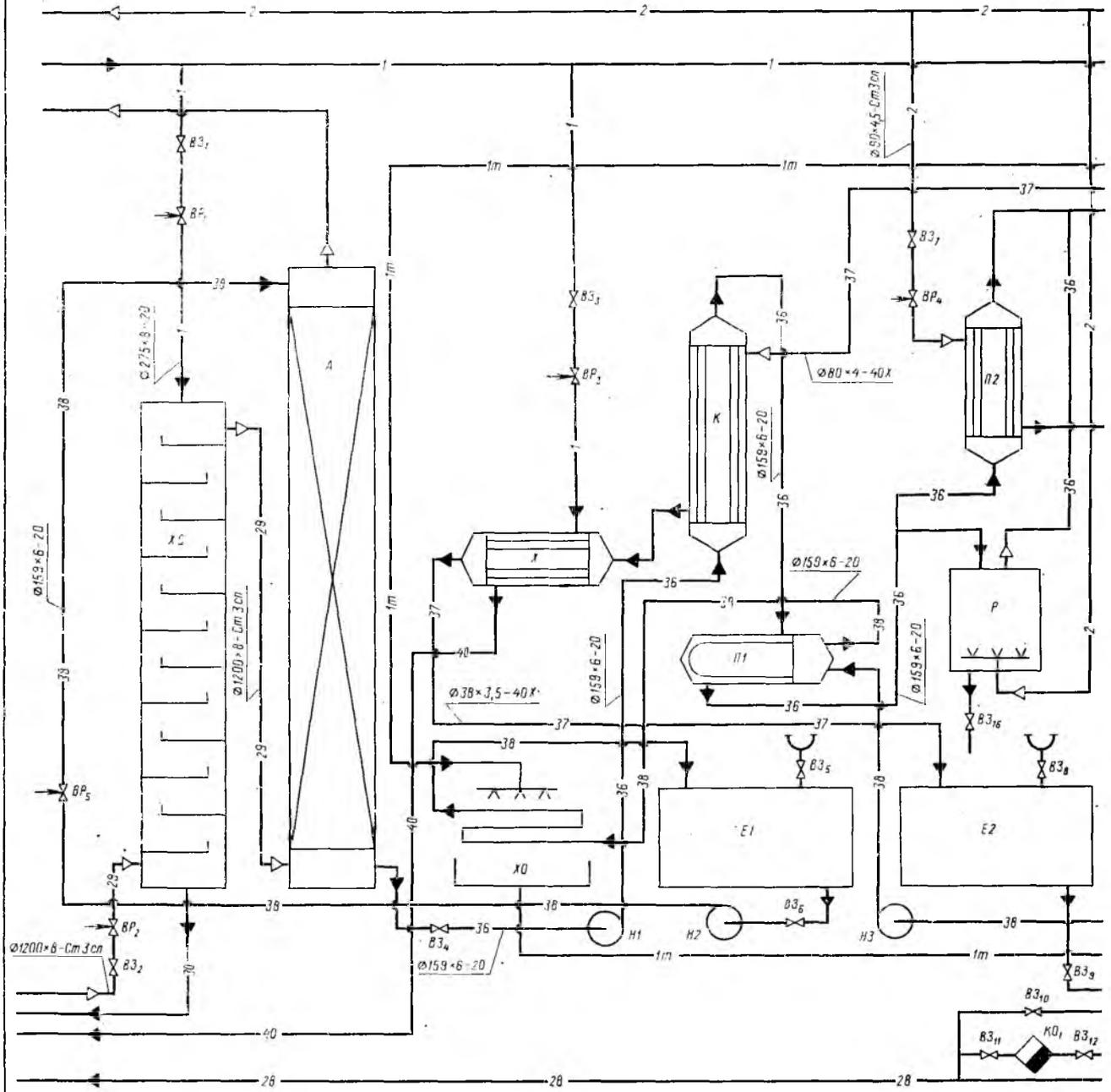


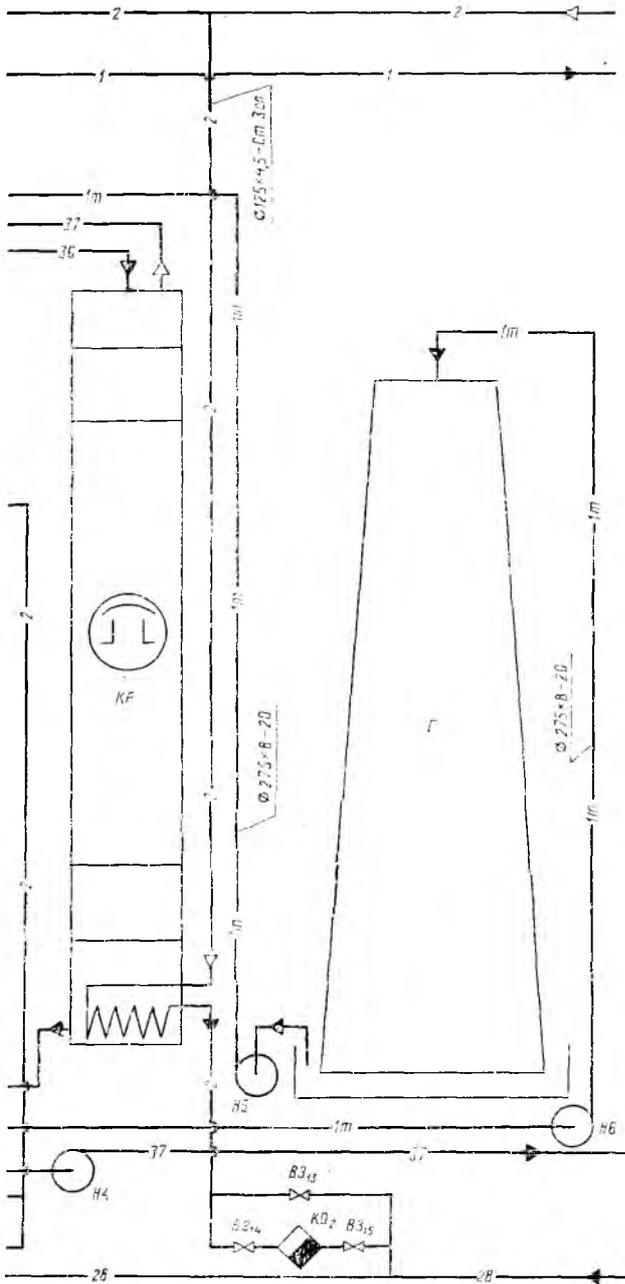
Условное обозначение		Наименование среды в трубопроводе
Букв.	Графическое	
— 1 —	1	Вода
— 2 —	2	Пар
— 2В —	2В	Конденсат
— 30 —	30	в канализацию
— 34 —	34	Упорный раствор
— 40 —	40	Обратная вода

Точки замера и контроля		
Обозначение	Контролируемый параметр	Примечание
1-9	уровень	
10-18	Давление	
19-22	Расход	
23-31	Температура	
32-35	Концентрация	

Обозначение	наименование	кол.	Примечание
AB 1-3	Аппарат вытарной	3	
B3 1-61	Вентиль запорный	61	
BP 1-6	Вентиль регулирующий	6	
E 1-3	Емкость	3	
T	Теплообменник	1	
КБ	конденсатор барометрический	1	
КД 1-4	Конденсатоотводчик	4	
Н1-3	Насос	3	
НВ	насос вакуумный	1	
P 1-2	Расширитель	2	

				00.00.000 ТЗ		
Кн. лист	К.т. лист	Изд.	Вариант	Установка вытарная трехсервусная. Технологическая схема.	Лист	Масса
Разраб.					Листов	
Проект						
Т. контрол.						
Руч.						
И. контрол.						
Утв.						





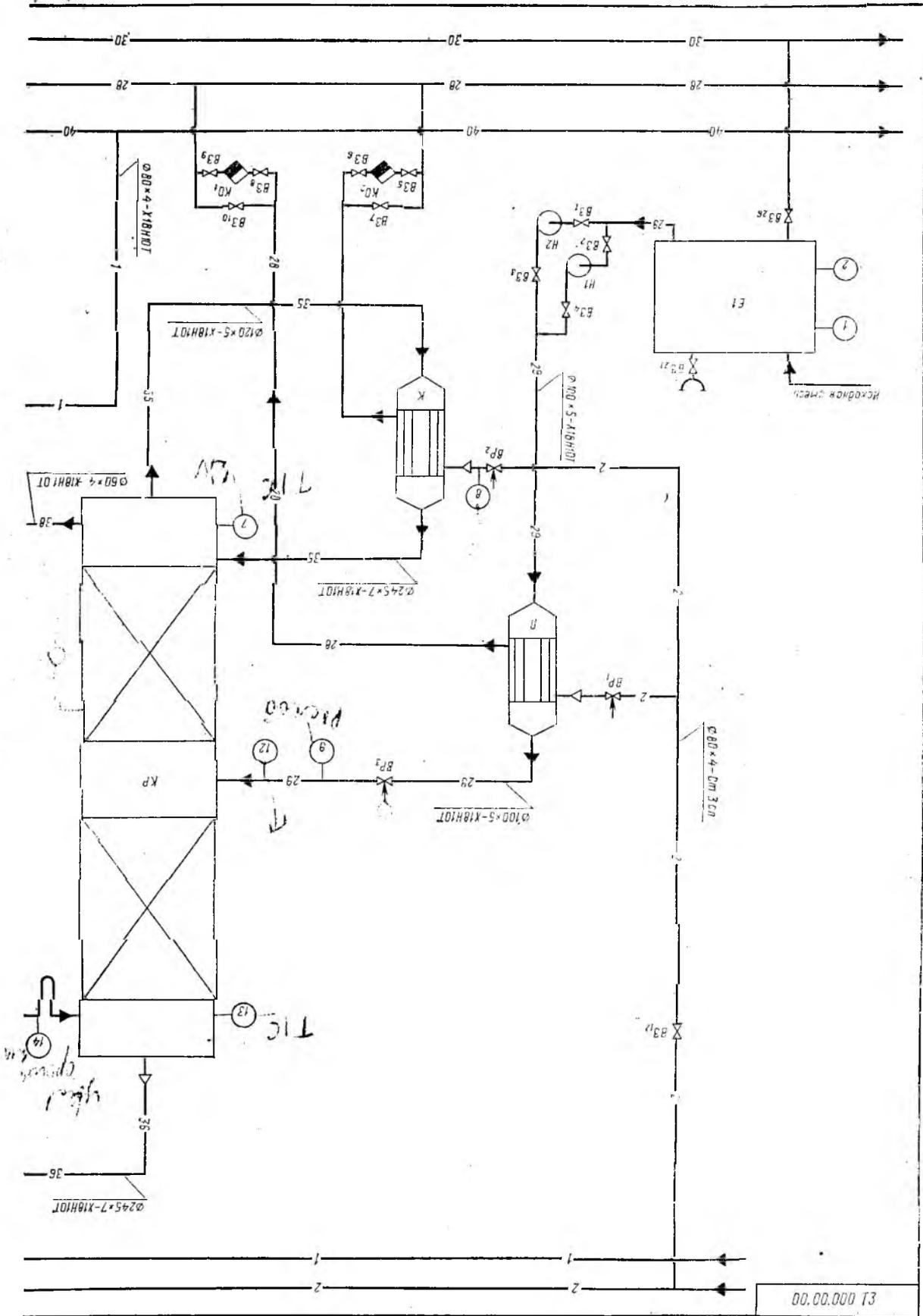
Условное обозначение		Наименование среды в трубопроводе
Букв.	Графическое	
— 1 —	— 1 —	Вода
— 1т —	— 1т —	Вода теплая
— 2 —	— 2 —	Пар
— 28 —	— 28 —	Конденсат
— 29 —	— 29 —	Парогазовая смесь
— 30 —	— 30 —	В канализацию
— 36 —	— 36 —	Смесь бензола с маслом
— 37 —	— 37 —	Бензол
— 38 —	— 38 —	Масло
— 40 —	— 40 —	Обратная вода

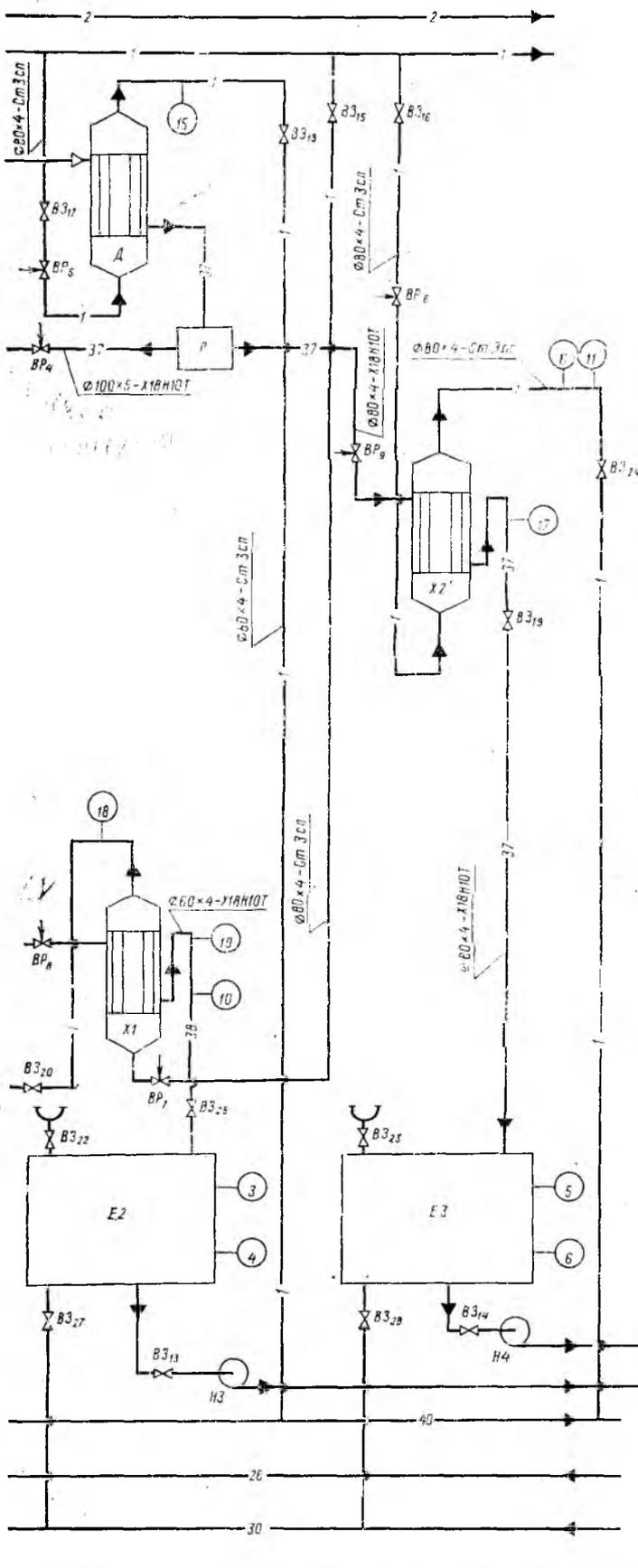
Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
А	Абсорбер	1	
ХС	холодильник смешения	1	
Х	Холодильник	1	
ХО	холодильник аросительный	1	
КР	Колонна ректификационная	1	
Г	Градирия	1	
Р	Регенератор	1	
Н1-2	Подогреватель	2	
Е1-2	Емкость	2	
К	Конденсатор	1	
Н1-6	Насос	6	
ВЗ1-16	Вентиль запорный	16	
ВР1-5	Вентиль регулирующий	5	
КО1-2	Конденсатоотводчик	2	

				00.00.000 ТЗ	
Изм.	Дет.	№ док.ум	Изд.	Дата	Установка абсорбционная. Технологическая схема.
Разраб.					
Проект.					
Инж.					
Н.контр.					
Итд.					
				Лист	Листов



Handwritten notes in Cyrillic script, possibly indicating a revision or specific process parameters.



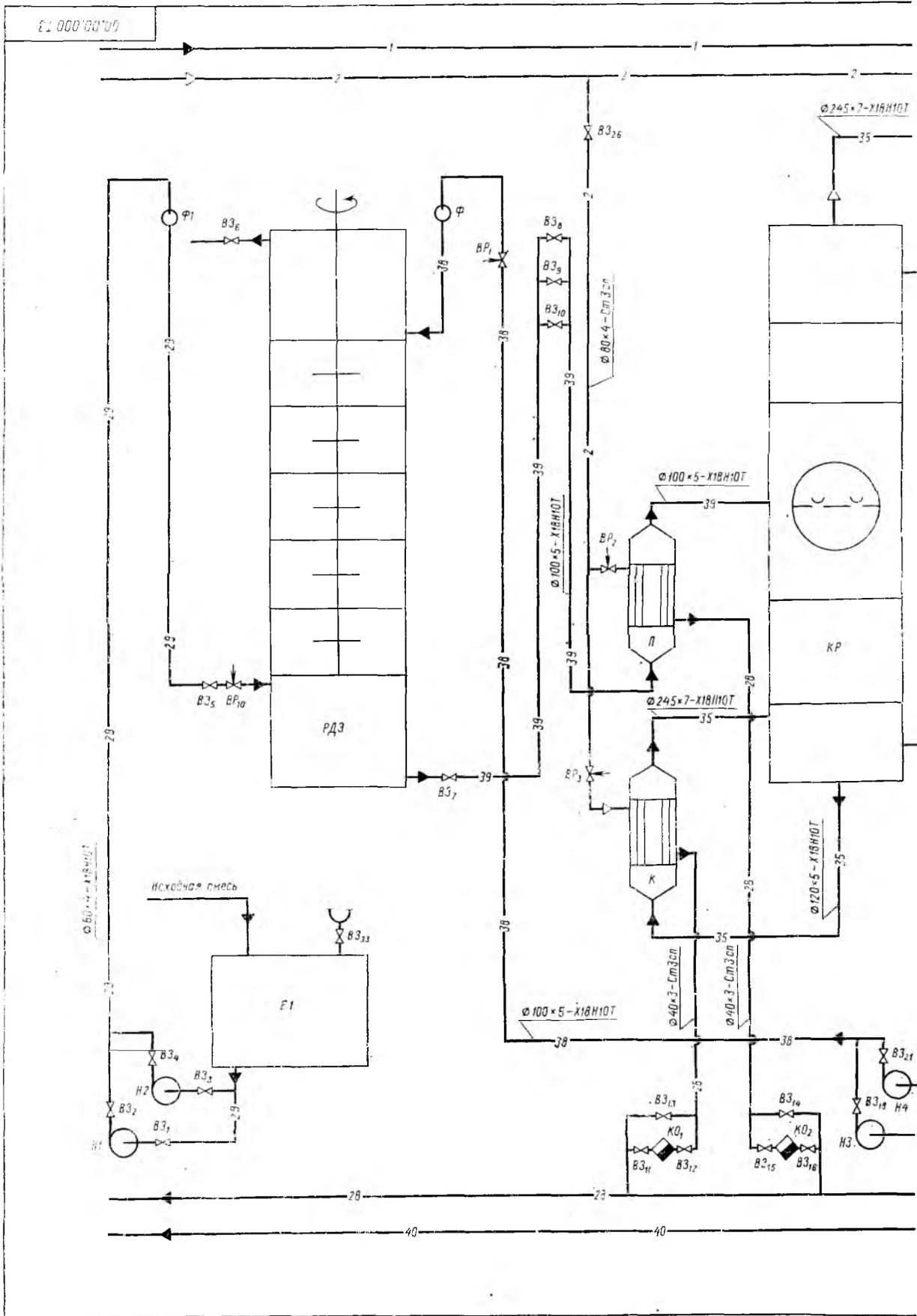


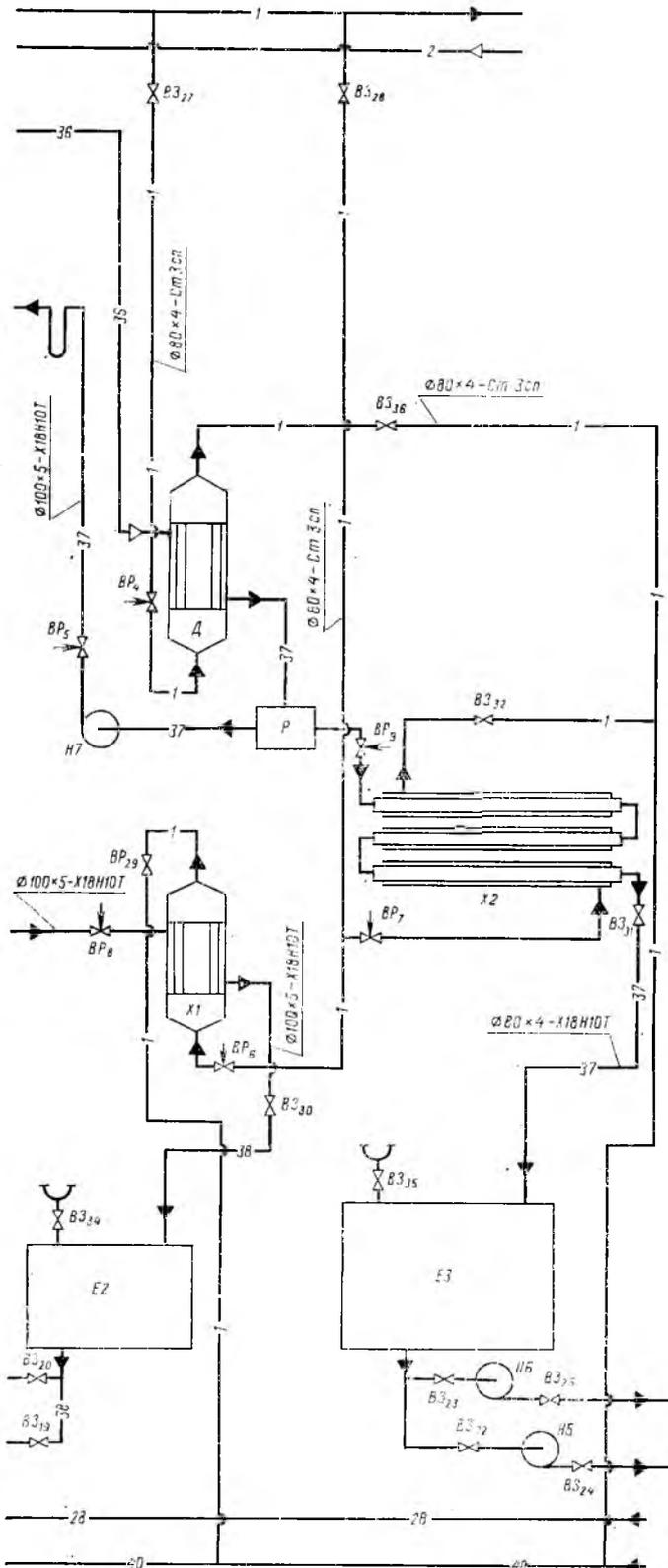
Условное обозначение	Наименование среды в трубопроводе	
Букв.	Графическое	
— 1 —	1	Вода
— 2 —	2	Пар
— 2В —	2В	Конденсат
— 29 —	29	Исходная смесь
— 30 —	30	В канализацию
— 35 —	35	Паро-жидкостная эмульсия
— 36 —	36	Пары дистиллята
— 37 —	37	Дистиллят
— 38 —	38	Кубовый остаток
— 40 —	40	Обратная вода

Точки замера и контроля		
Обозначение	Контролируемый параметр	Примечание
1-7	Уровень	
8	Давление	
9-11	Расход	
12-19	Температура	

Обозначение	Наименование	Код	Примечание
КР	Колонна ректификационная	1	
Д	Дефлегматор	1	
К	Килятильник	1	
П	Подогреватель	1	
X1-2	Холодильник	2	
E1-3	Емкость	3	
Р	Распределитель	1	
H1-4	Насос	1	
ВР1-9	Вентиль регулирующий	9	
ВЗ1-25	Вентиль запорный	25	
КО1-2	Конденсатоотводчик	2	

				00.00.000 13			
Изм.	Исполн.	Подп.	Дат.	Установка ректификационная. Технологическая схема.		Лист	Масштаб
Разраб.						Лист	Масштаб
Провер.							
Т.контр.							
Руч. в.контр.							
Утв.							

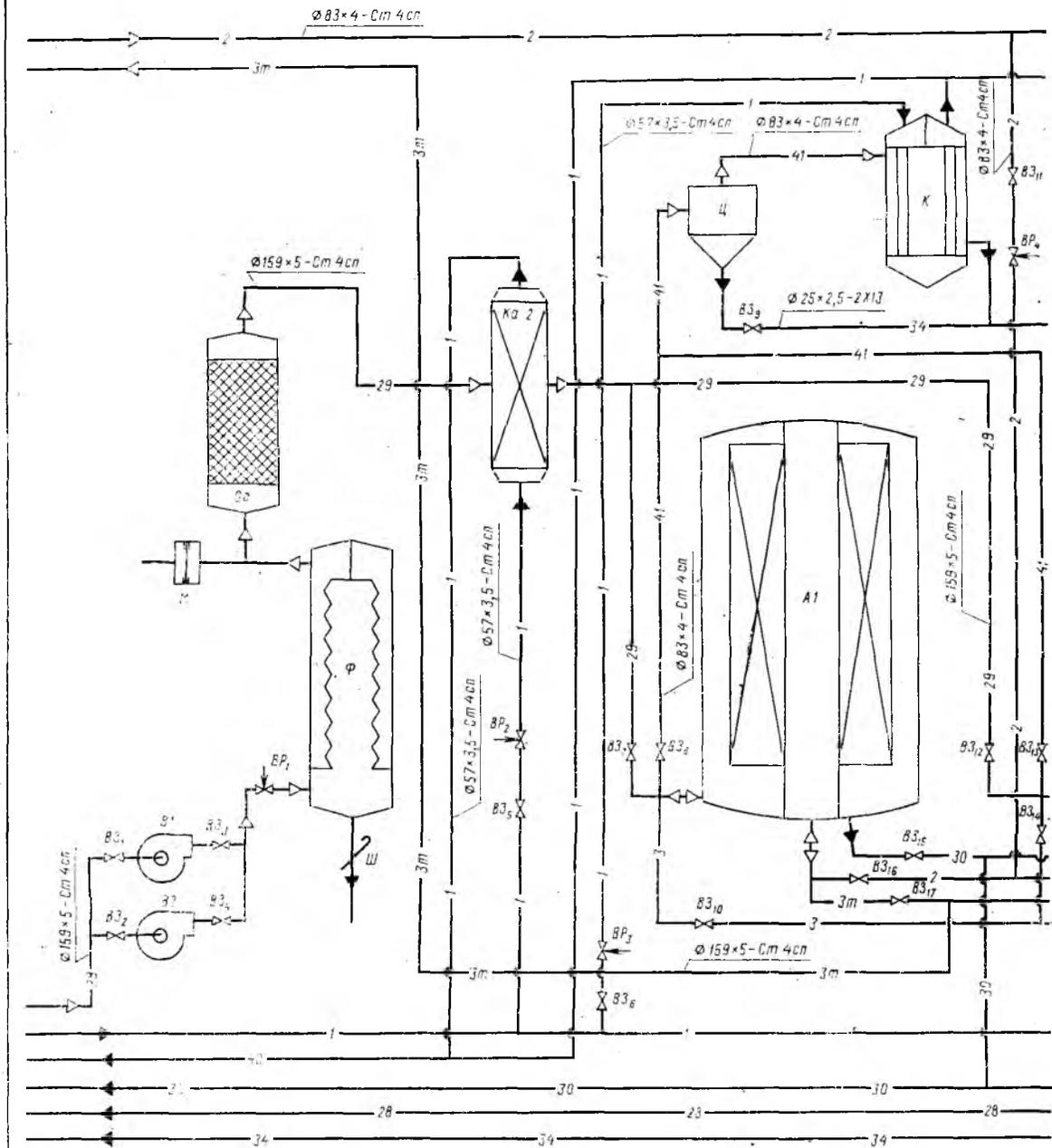


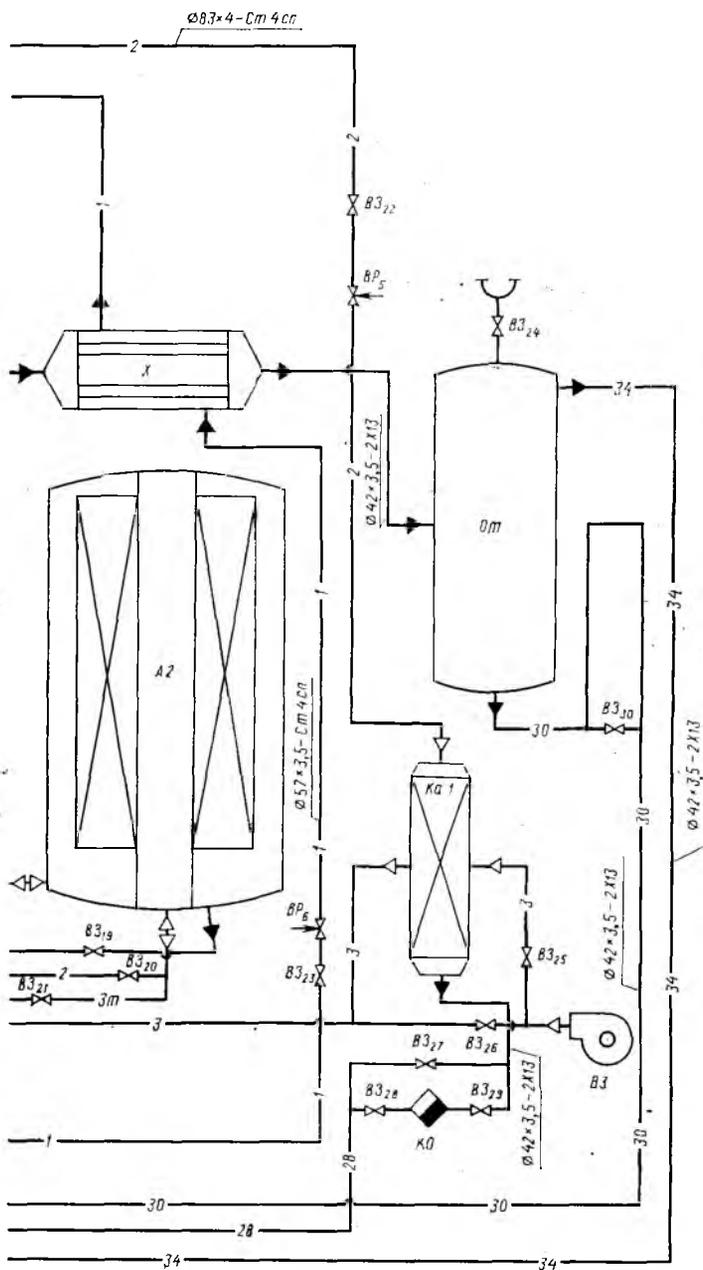


Условное обозначение		Наименование среды в трубопроводе
Букв.	Графическое	
— 1 —	— 1 —	Вода
— 2 —	— 2 —	Пар
— 28 —	— 28 —	Конденсат
— 29 —	— 29 —	Исходная смесь
— 35 —	— 35 —	Паро-жидкостная эмульсия
— 36 —	— 36 —	Пары дистиллята
— 37 —	— 37 —	Дистиллят
— 38 —	— 38 —	Кубовый остаток
— 39 —	— 39 —	Экстракт
— 40 —	— 40 —	Обратная вода

Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
КР	Колонна ректификационная	1	
РДЭ	Роторно-висковый экстрактор	1	
Д	Дефлегматор	1	
К	Кипятильник	1	
П	Подогреватель	1	
X1-2	Холодильник	2	
Р	Распределитель	1	
Ф1-2	Фанарь	2	
Е1-3	Емкость	3	
Н1-7	Насос	7	
КВ1-2	Конденсатоотводчик	2	
ВЗ1-36	Вентиль запорный	36	
ВР1-10	Вентиль регулирующий	10	

				00.00.000 Т3			
Исполн.	№ док. м.	И. ин.	Дата	Уточненная экстракционная, технологическая схема.		Лист	Масштаб
Провер.						Лист	Листов 1
Т. контр.							
Рис.							
Исполн. э.т.в.							

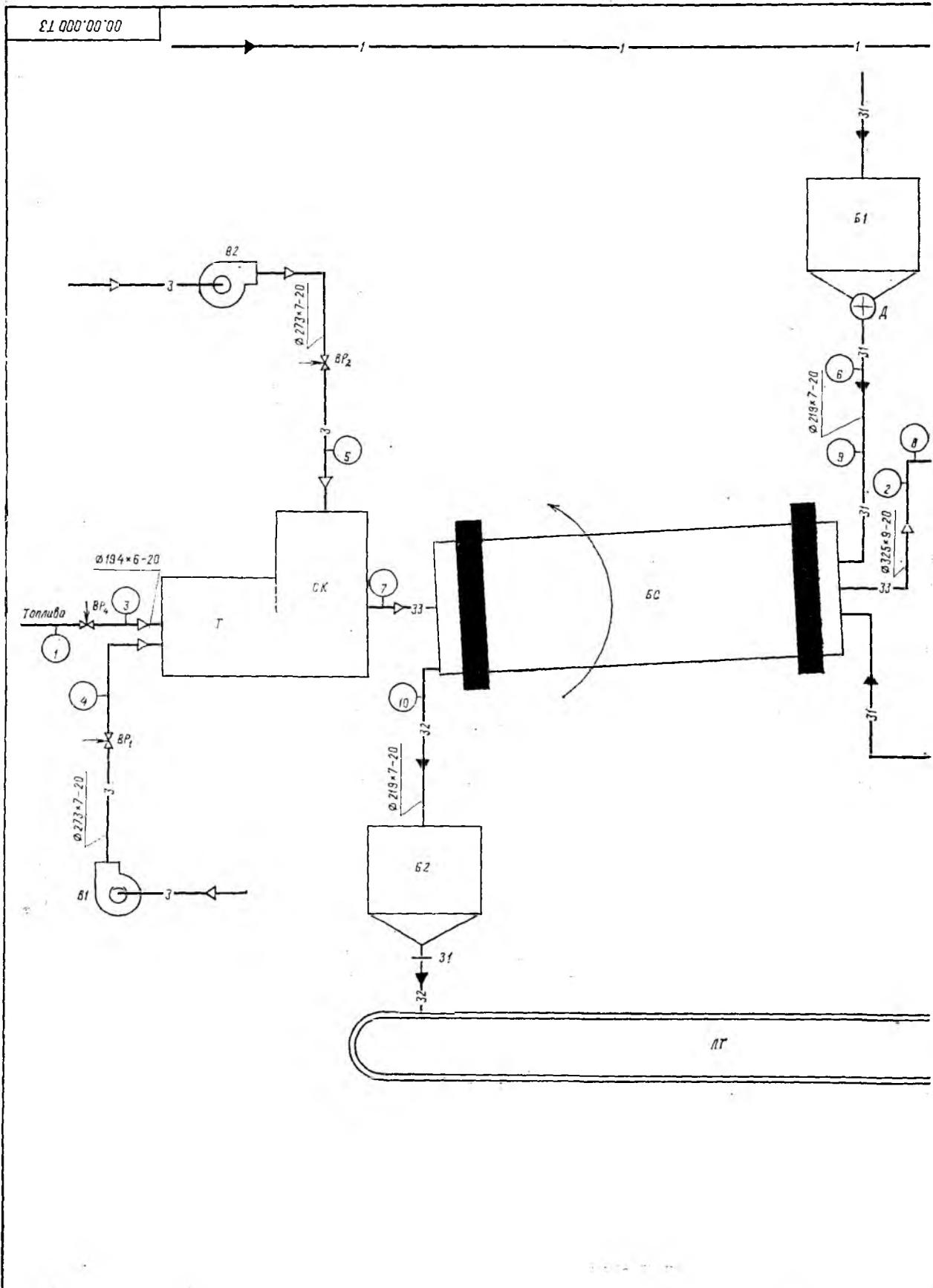


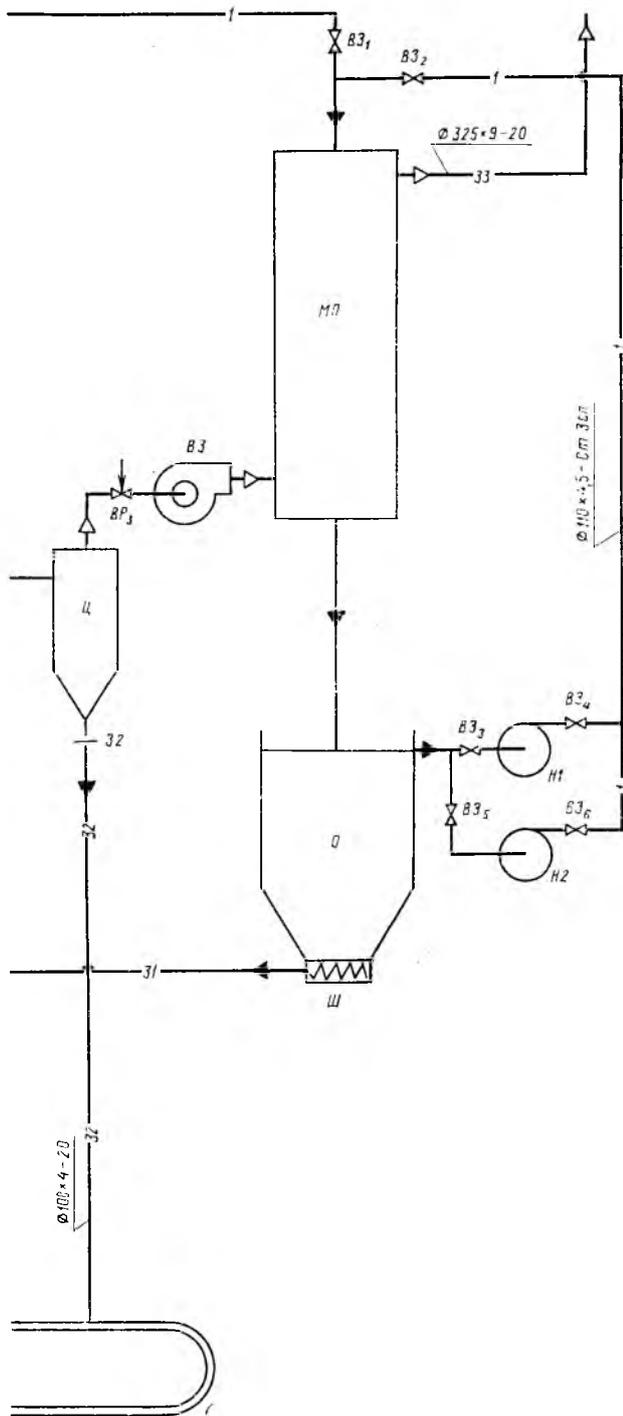


Условное обозначение		наименование среды в трубопроводе
Букв.	Графическое	
-1	1	Вода
-2	2	Пар
-3	3	Воздух
-3т	3т	Воздух технологический
-28	28	Конденсат
-29	29	Паровоздушная смесь
-30	30	в канализацию
-34	34	Бутилацетат
-40	40	обратная вода
-41	41	Смесь паров воды и бутилацетата

Обозначение	наименование	Кол.	Примечание
A1-2	Адсорбер	2	
Ф	Фильтр рукавный	1	
Og	Огнетепреградитель	1	
Ka1	Калорифер	1	
Ka2	Холодильник	1	
K	Конденсатор	1	
X	Холодильник	1	
Oт	Отстойник	1	
Ц	Циклон	1	
M	Мембрана прорыва	1	
Ш	Шиббер	1	
B1-3	Вентилятор	3	
KO	Конденсатоотводчик	1	
BP, B	Вентиль регулирующий	6	
BZ, 30	Вентиль запорный	30	

				00.00.000 T3			
Изм. лист	№ док.им.	Подп.	Дата	Установка - адсорбционная. Технологическая схема.	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.							
Проект.							
Т.контр.					Лист	1	Листов 1
Руч.							
Н.контр.							
Утв.							





Условное обозначение	Наименование среды в трубопроводе	
Букв.	Графическое	
— 1 —		Вода
— 3 —		Воздух
— 31 —		Влажный материал
— 32 —		Высушенный материал
— 33 —		Топочные газы

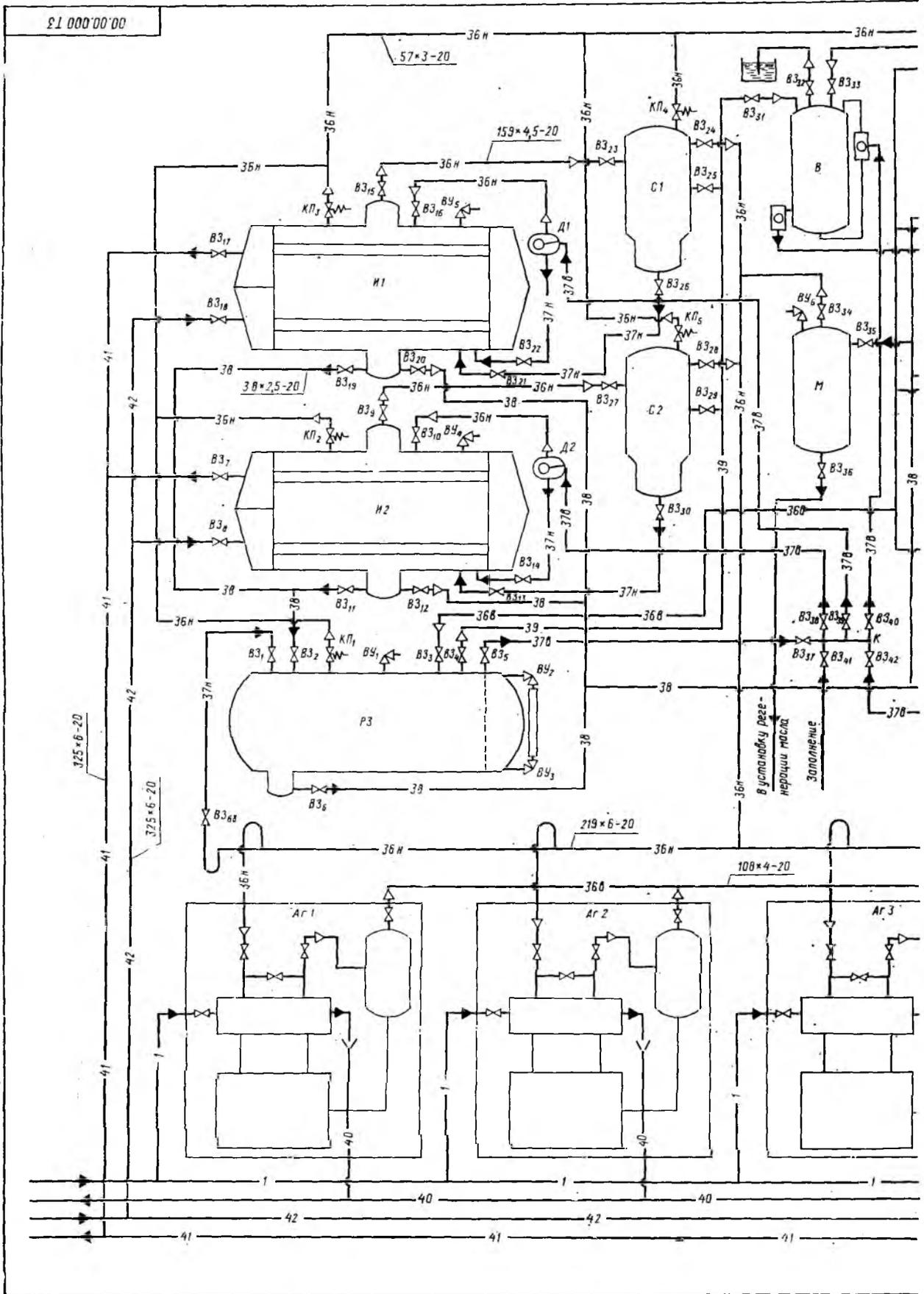
Точки замера и контроля		
Обозначение	Контролируемый параметр	Примечание
1-2	Давление	
3-6	Расход	
7-8	Температура	
9-10	Концентрация	

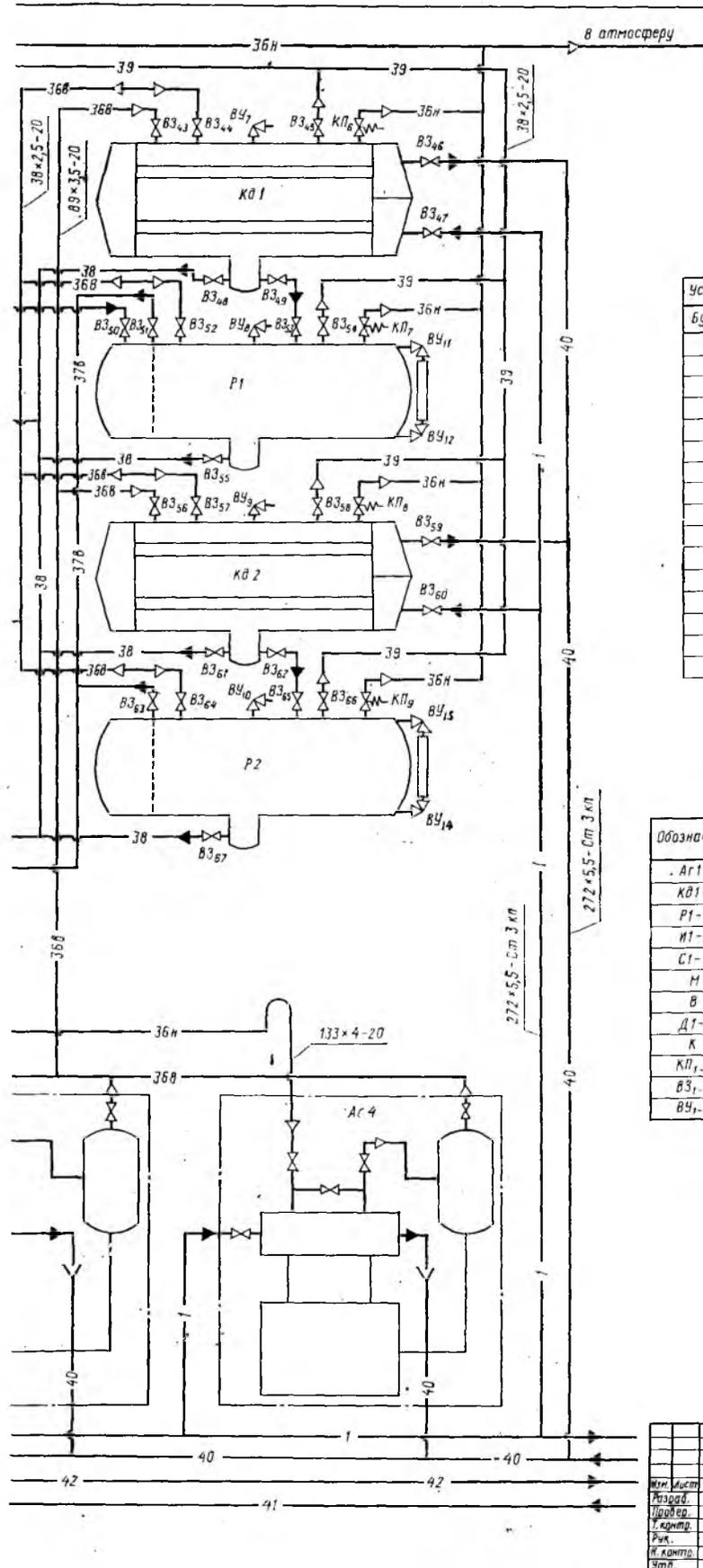
Обозначение	Наименование	кол.	Примечание
БС	Барaban сушильный	1	
Г	Топка	1	
СК	Смесительная камера	1	
Б1	Бункер влажного материала	1	
Б2	Бункер высушенного материала	1	
Ц	Циклон	1	
МП	Мокрый пылеуловитель	1	
Д	Дозатор	1	
О	Отстойник	1	
Ш	Шнек	1	
31-2	Затвор	2	
ЛТ	Ленточный транспортер	1	
Н1-2	Насос	2	
В1-3	Вентилятор	3	
ВЗ1-6	Вентиль запорный	6	
ВР1-3	Вентиль регулирующий	3	

				00.00.000 ТЗ			
Изм.	Испол.	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Исчисл.
Разраб.							
Пробер.							
Т. контр.							
Рис.							
И. контр.							
Утв.							

Установка сушильная.
Технологическая схема.

Лист 1 из 1



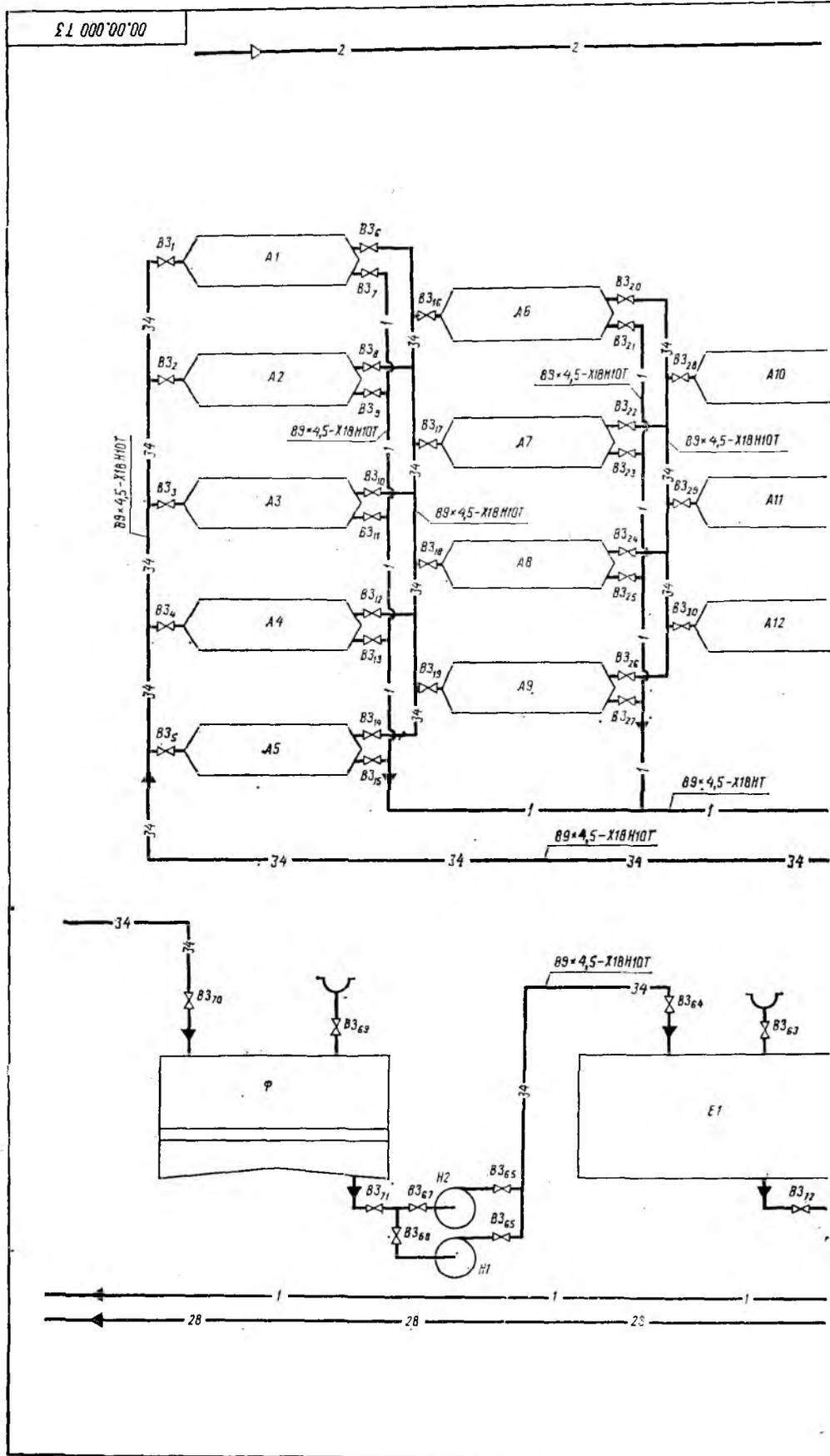


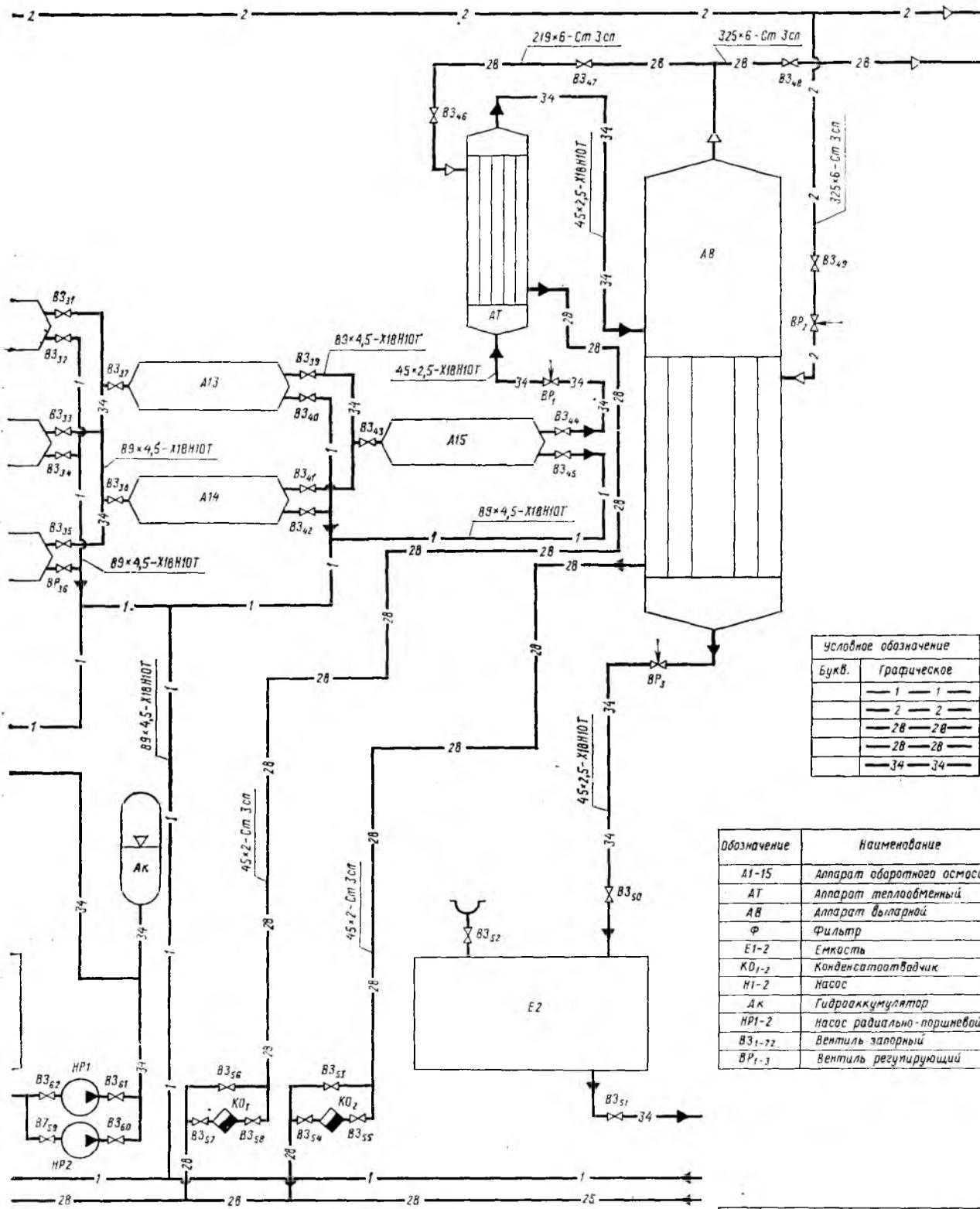
Условное обозначение	Наименование среды в трубопроводе	
Букв.	Графическое	
- 1	1	Вода из градирни
- 36в	36в	Пары аммиака высокого давления
- 36н	36н	Пары аммиака низкого давления
- 37в	37в	Жидкий аммиак высокого давления
- 37н	37н	Жидкий аммиак низкого давления
- 38	38	Аммиак с маслом
- 38	39	Аммиак с воздухом
- 40	40	Оборотная вода
- 41	41	Хладонситель к технологическим аппаратам
- 42	42	Хладонситель от технологических аппаратов

Обозначение	Наименование	кол.	Примечание
АГ-4	Агрегат компрессорный	4	
КД1-2	Конденсатор	2	
Р1-3	Ресивер	3	
И1-2	Испаритель	2	
С1-2	Сепаратор	2	
Н	Маслосборник	1	
В	Воздухоотделитель	1	
Д1-2	Дроссель	2	
К	Коллектор	1	
КЛ-9	Клапан предохранительный	9	
ВЗ1-68	Вентиль запорный	68	
ВУ1-14	Вентиль угловой	14	

				00.00.000 ТЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Изд.	Дата	Установка холодильная аммиачная. Технологическая схема.	Лист	Масштаб	Исполн.
Разраб.						Лист		
Пробер.								
Инж. контр.								
Руч.								
И. контр.								
Этб.								

£ L 000 00 00

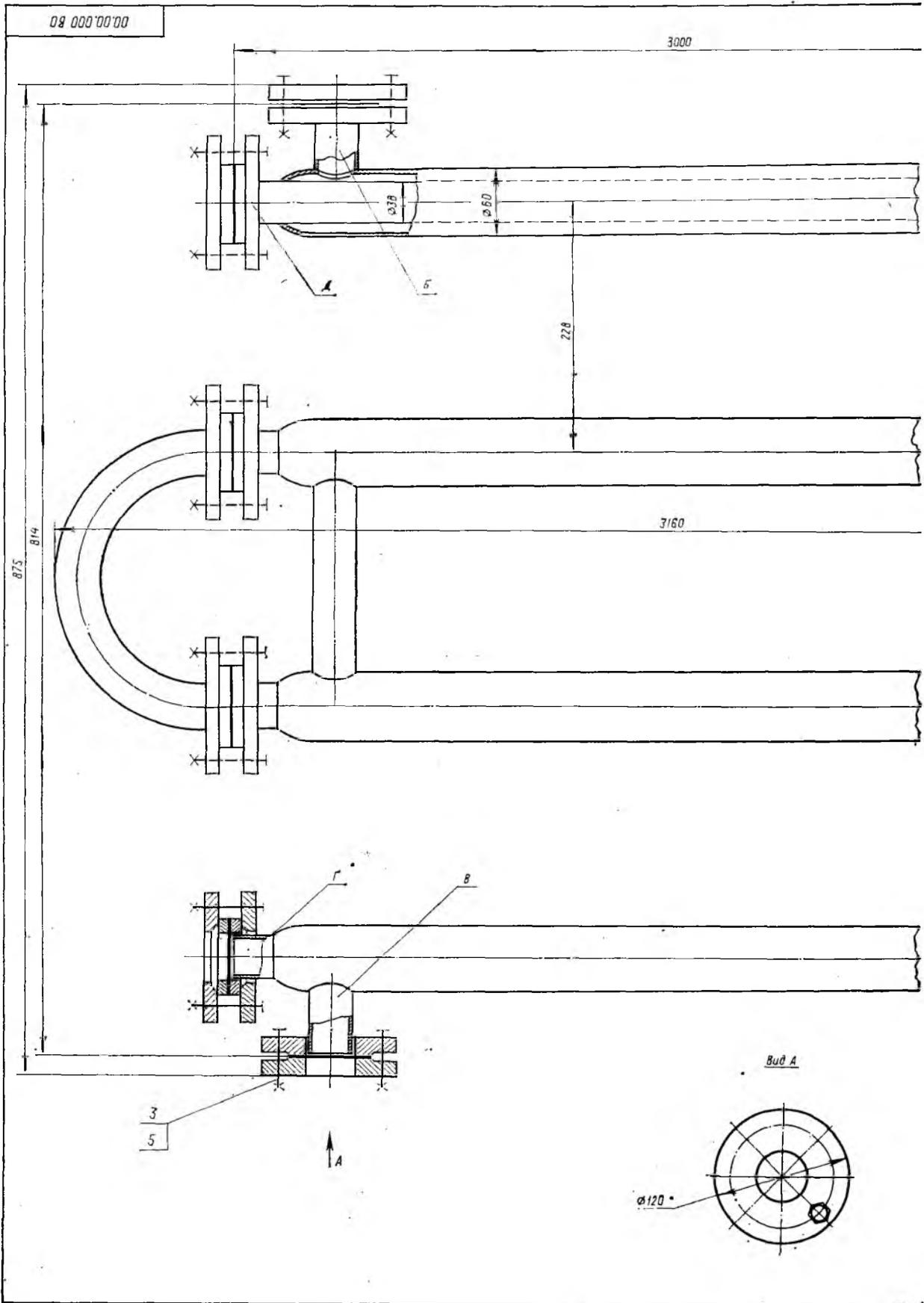




Условное обозначение		Наименование среды в трубопроводе
Букв.	Графическое	
— 1 —	— 1 —	Оборотная вода
— 2 —	— 2 —	Пар
— 28 —	— 28 —	Вторичный пар
— 28 —	— 28 —	Конденсат
— 34 —	— 34 —	Раствор

Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
A1-15	Аппарат обратного осмоса	15	
AT	Аппарат теплообменный	1	
AB	Аппарат выпарной	1	
Ф	Фильтр	1	
E1-2	Емкость	2	
KO ₁₋₂	Конденсатоотводчик	2	
Н1-2	Насос	2	
AK	Гидроаккумулятор	1	
HP1-2	Насос радиально-поршневой	2	
B3 ₁₋₇₂	Вентиль запорный	72	
BP ₁₋₃	Вентиль регулирующий	3	

				00.00.000 ТЗ		
Исполн.	№ докум.	Дата	Зам.	Установка обратного осмоса с доупариванием концентрата Технологическая схема	Лист	Масса
Разработ.						
Проект.						
Констр.						
Эксп.						
Упл.					Лист	Листов



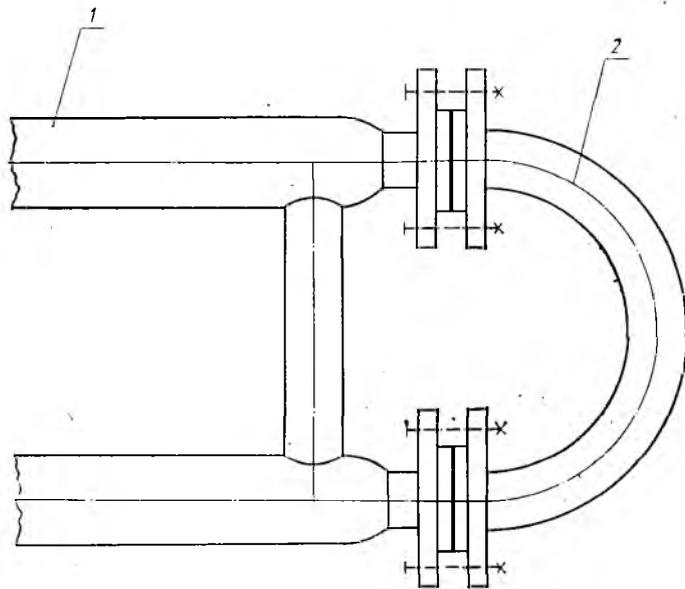
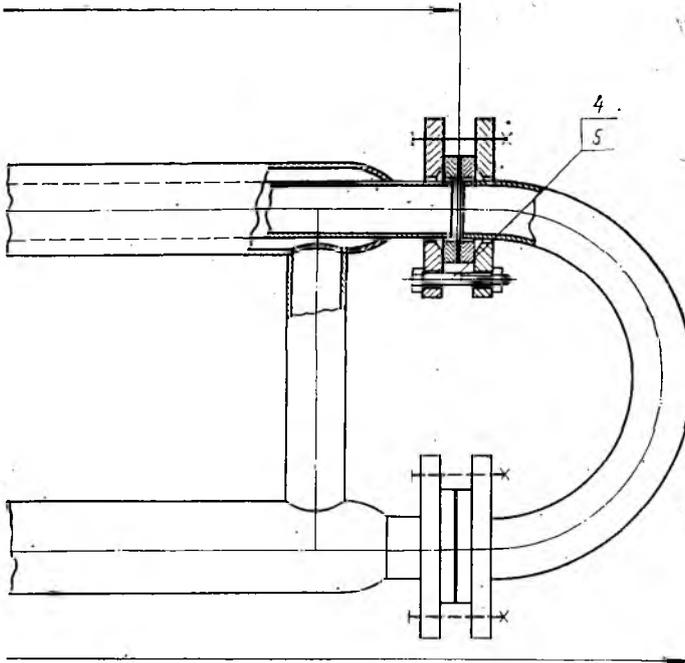


Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Кол.	Прокладочный диаметр, мм	Давление условное P _у , МПа
Б	Вход воды	1	32	0,6
В	Выход воды	1	32	0,6
Г	Вход бензола	1	32	0,6
Д	Выход бензола	1	32	0,6

Техническая характеристика

Показатели	Трубное пространство		Межтрубное пространство	
	Наименование	Бензол	Вода	
Среда	Токсичность	Токсична	Нетоксична	
	Взрывоопасность	Взрывоопасна	Невзрывоопасна	
	Агрессивность	Агрессивна	Неагрессивна	
	Температура, °С	80,2 (на входе)	45 (на выходе)	
	Рабочее давление, МПа	0,2	0,6	
Емкость аппарата, м ³	0,009		0,02	
Поверхность теплообмена, м ²	1,4			

Технические требования

- Аппарат подлежит действию правил Госгортехнадзора СССР.
- При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - ГОСТ 12.2003-74 "Оборудование производственное. Общие требования безопасности";
 - ОСТ 26-291-79 "Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования."
- Материал деталей аппарата, соприкасающихся с бензолом, — сталь 118Н9Т ГОСТ 5632-72, остальных — Ст 3 ГОСТ 380-71. Материал прокладок — паронит ПОН-1 ГОСТ 481-71.
- Аппарат испытывать на прочность и плотность гидравлически под давлением:
 - межтрубное пространство — 0,9 МПа;
 - трубное пространство — 0,3 МПа.
- Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОН-28-01-71-68 "Сварка в химическом машиностроении."
- Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопроецированием.
- Размеры для справок.
- Чертеж разработан на основании ГОСТ 9930-78.

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса	Наименование	Примечание
1		Коллектор	1			
2		Колена	3			
		Болты ГОСТ 7798-70				
3		M10 × 30.46.05	8		Сталь 20	
4		M10 × 50.46.05	32		Сталь 20	
5		Гайка M10.5.05	40		Сталь 10	
		ГОСТ 5915-70				

					00.00.000 80		
Изм.	Кол.	№ докум.	Подп.	Дата	Теплообменник "труба в трубе"		Лист
Разраб.					Чертеж общего вида.		1:2
Провер.							
Т.контр.							Лист 1
Рис.							Листов 1
И.контр.							
Этб.							

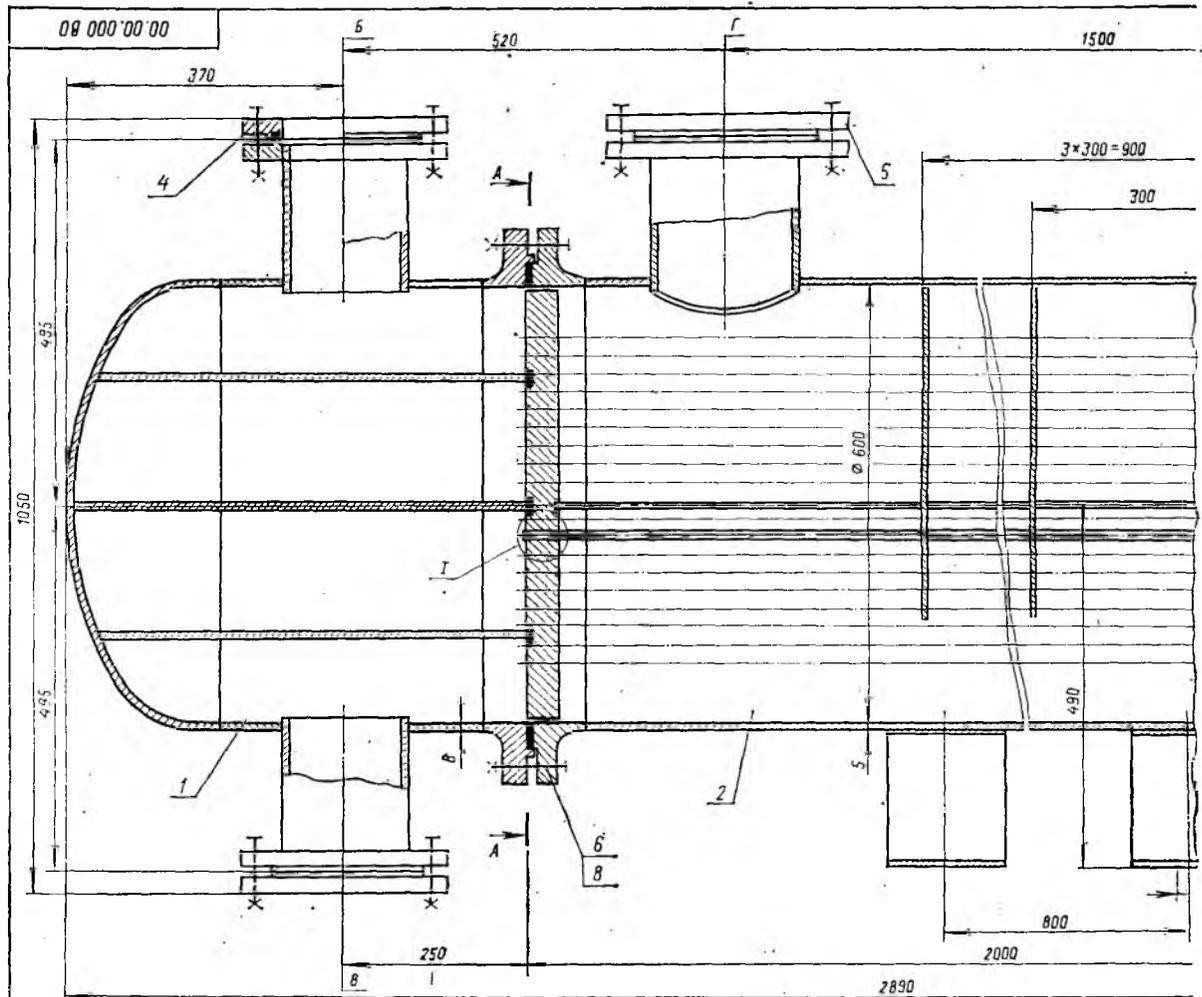
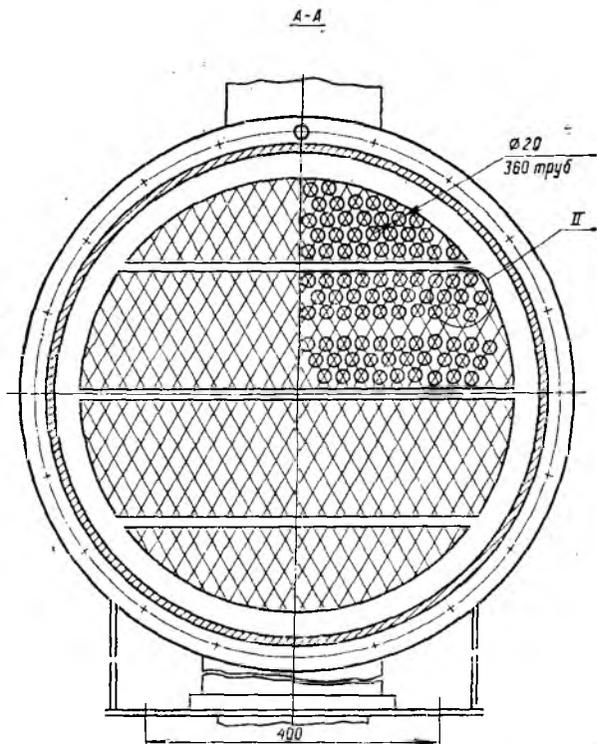
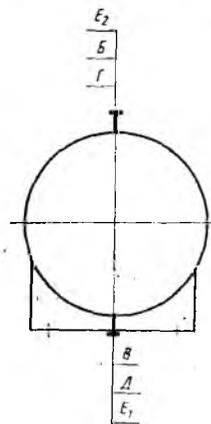
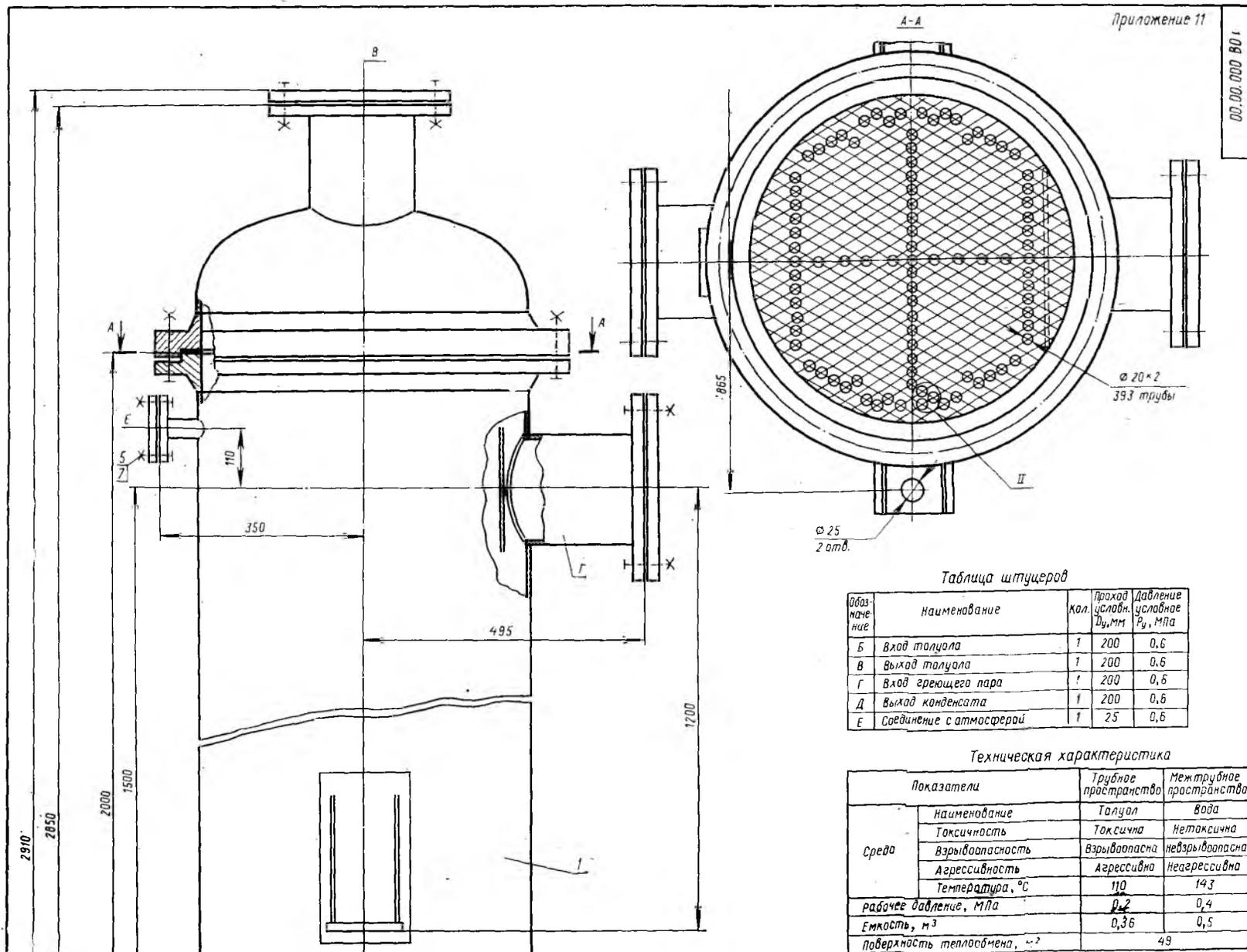


Схема расположения штуцеров и опор





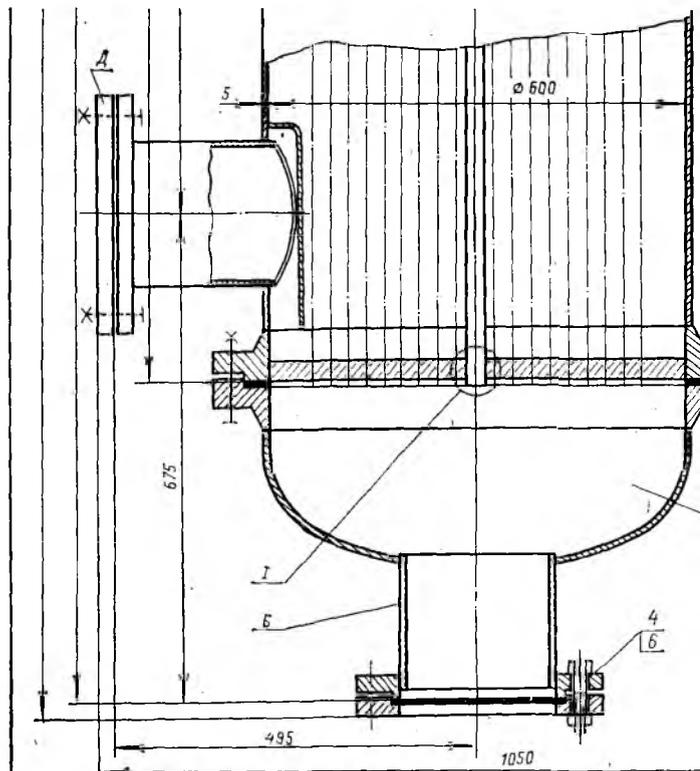
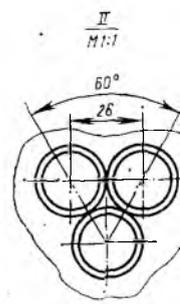
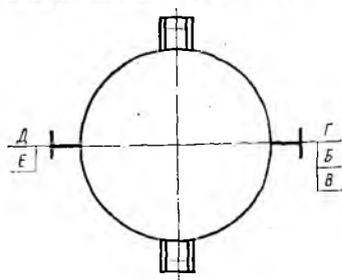
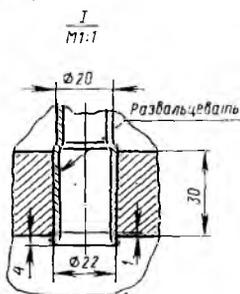
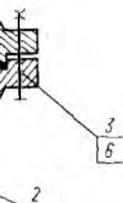


Схема расположения штуцера и опор



Технические требования

1. Аппарат подлежит действию „Правил Госгортехнадзора СССР“
2. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования :
 - а) ГОСТ 12, 2, 003-74 „Оборудование производственное. Общие требования безопасности“;
 - б) ГОСТ 26-291-79, „Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования“.
3. Материал деталей аппарата, контактирующих с агрессивной средой, — сталь 18Н10Т ГОСТ 5632-72, остальным — Ст 3 ГОСТ 380-71.
4. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в вертикальном положении под давлением :
 - а) межтрубное пространство — 0,6 МПа;
 - б) трубное пространство — 0,3 МПа.
5. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОН 26-01-71-88 „Сварка в химическом машиностроении“.
6. Сварные швы в объеме 100 % контролировать рентгенопроецированием.
7. Прокладки из паронита ПОН-1 ГОСТ 481-71.
8. Размеры для справок.
9. Чертеж разработан на основании ГОСТ 15122-79.



Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса шт.	Наименование и марка ма- териала	Приме- чание
1		Греющая камера	1			
2		Крышка	2			
3		Болты ГОСТ 7798-70 М 20×95.46.05	64		Сталь 20	
4		М 20×50.46.05	32		Сталь 20	
5		М 12×30.45.05	4		Сталь 20	
6		Гайки ГОСТ 5915-70 М 20.5.05	96		Сталь 10	
7		М 12.5.05	4		Сталь 10	

				00.00.000 ВД			
Изм.	Исполн.	М.В.И.	Прош.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.							1:4
Провер.							
Т.контр.					Лист	Листов 1	
Рук.							
П.контр.							
Утв.							

Кипятильник.
Чертеж общего вида.

Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Кол.	Проход условн. Ду, мм	Давление условное Р _у , МПа
A ₁	Вход греющего пара	1	400	1,0
B ₁	Выход вторичного пара	1	500	1,0
B ₁₋₂	Вход раствора	2	65	1,0
Г ₁	Выход раствора	1	65	1,0
Д ₁	Выход конденсата	1	50	1,0
Е ₁	Технологический	1	50	1,0
Ж ₁	Для промывки	1	40	1,0
З ₁	Для промывки	1	50	1,0
И ₁	Технологический	1	65	1,0
К ₁₋₂	Отбор проб	2	40	1,0
Л ₁	Слив	1	50	1,0
М ₁₋₃	Соединение с атмосферой	3	50	1,0
Н ₁₋₂	Соединение с атмосферой	2	32	1,0
Р ₁₋₄	Для термометра сопротивления	4	25	2,5
С ₁₋₄	Для термометра ртутного	4	25	2,5
Т ₁	Для манометра или мановакуумметра	1	25	1,6
У ₁₋₂	Люк	2	500	1,0
Ф ₁₋₆	Окно смотровое	6	150	1,0
Ц ₁₋₆	Промывка смотрового окна	6	20	1,0
Ч ₁₋₂	Для указателя уровня	2	20	1,0
Ш ₁	Для выравнивания давления	1	40	1,0

Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для упаривания раствора NaOH от начальной концентрации 12 масс. %.
2. Объем (номинальный) аппарата 9,57 м³, межтрубного пространства 1 м³.
3. Производительность по исходному раствору 2,8 кг/с.
4. Поверхность теплообмена 80 м².
5. Абсолютное давление в аппарате от 0,52 до 0,025 МПа, в межтрубном пространстве от 0,6 до 0,1 МПа.
6. Максимальная температура в трубном пространстве 125 °С, в межтрубном пространстве 158 °С.
7. Среда в аппарате и трубном пространстве - водный раствор NaOH, в межтрубном пространстве - насыщенный водный пар и его конденсат.

Технические требования

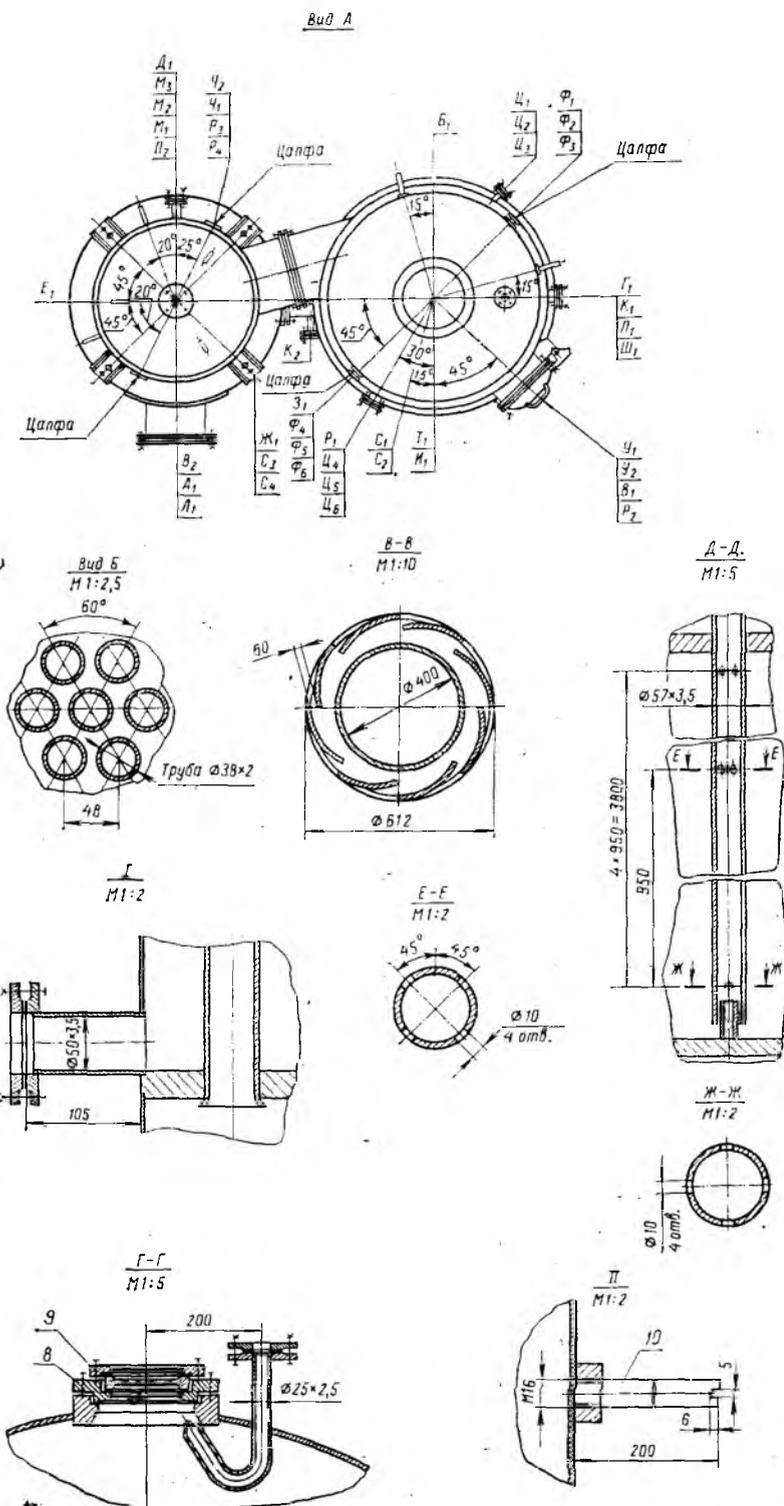
1. При изготовлении аппарата руководствоваться ГОСТ 26-291-71, ГОСТ 12.2.003-74.
2. Корпус аппарата и детали, соприкасающиеся с упариваемым раствором, изготовить из стали 1Х18Н10Т ГОСТ 5632-72, остальные детали - из стали Ст 3 сп. ГОСТ 380-71. Прокладки из паронита ПОН-1 ГОСТ 481-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении под давлением 0,9 МПа.
4. Аппарат подлежит приемке согласно правилам Госгортехнадзора СССР.
5. Сварные соединения контролировать рентгенопросвечиванием в объеме 100% по ГОСТ 26-291-71. Сварные соединения нержавеющей стали контролировать на стойкость против межкристаллитной коррозии по ГОСТ 6032-75.
6. Не указанный вылет штуцеров 120 мм.
7. Действительное расположение штуцеров, лап, цапф, смотровых окон см. на виде А.
8. Размеры для справок.

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса (шт.)	Наименование и марка материала	Примечание
1		Корпус греющей камеры	1			
2		Сепаратор	1			
3		Труба циркуляционная	1			
4		Крышка греющей камеры	1			
5		Днище	1			
6		Навставка	1			
7		Крышка люка	2			
8		Корпус	6		1Х18Н10Т	
9		Фланец	6		Сталь Ст 3	
10		Штырь	2		Сталь Ст 3	

00.00.000 В0

Изм.	Исполн.	№ докум.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.						1:20
Листов						
Г. контр.						
Ручк.						
И. контр.						
Этп.						

Аппарат выпарной с естественной циркуляцией и выливной греющей камерой. Чертеж общего вида.



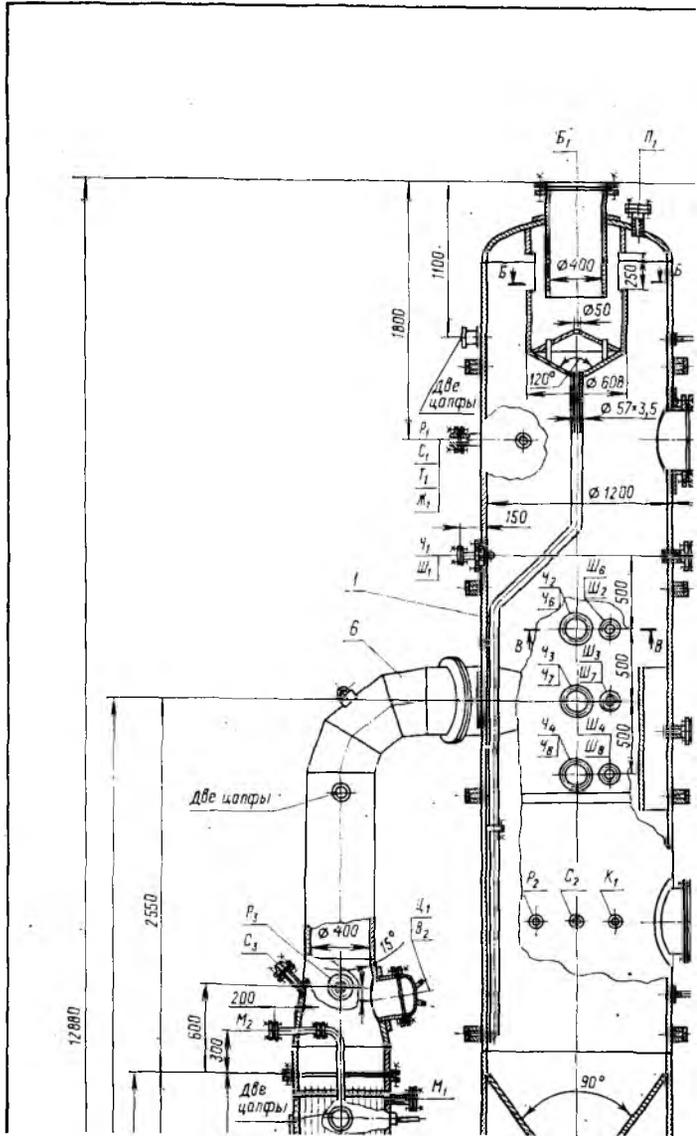


Схема расположения штуцеров

Приложение 13

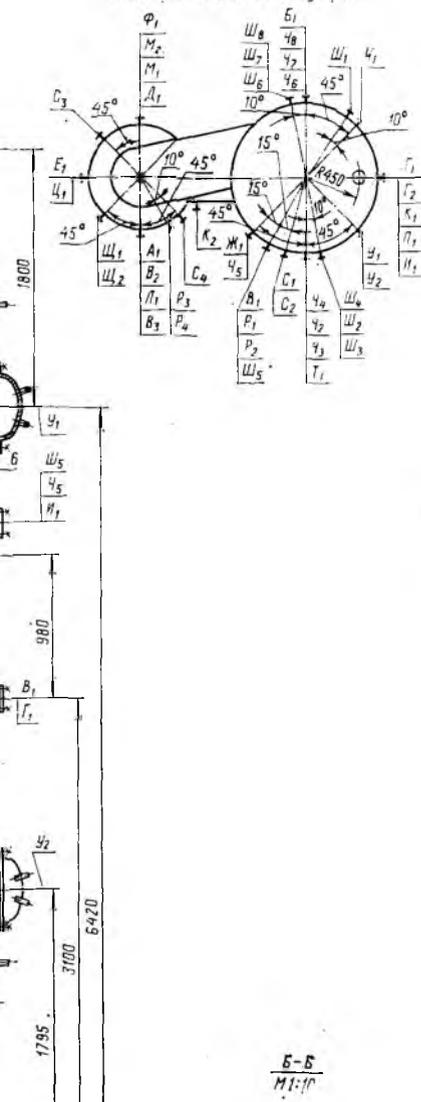
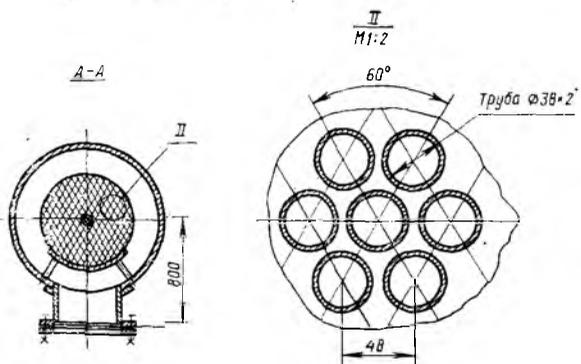
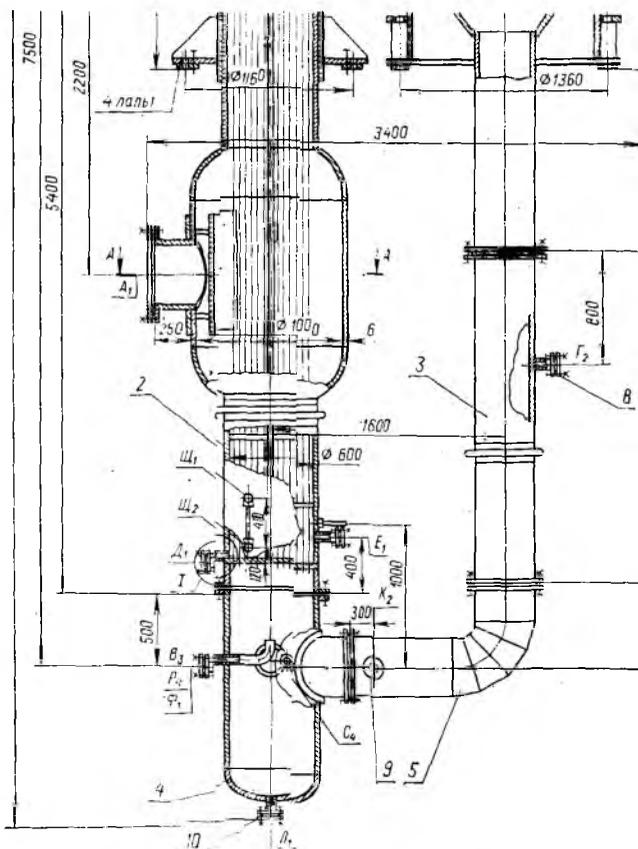


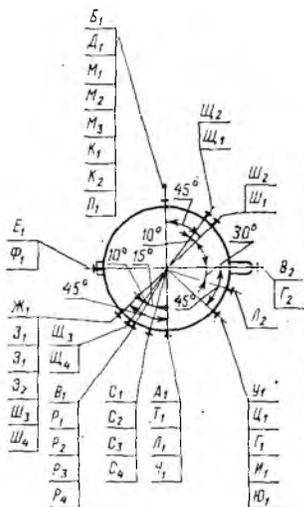
Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Кол.	Проходной диаметр $D_{ш}$, мм	Давление условное $P_{ш}$, МПа
A ₁	Вход греющего пара	1	250	0,6
B ₁	Выход вторичного пара	1	400	0,6
B ₁₋₁	Вход раствора	3	50	0,6
Г ₁₋₂	Выход раствора	2	50	0,6
Д ₁	Выход конденсата	1	40	0,6
Е ₁	Технологический	1	40	0,6
Ж ₁	Для промывки	1	40	0,6
И ₁	Технологический	1	50	0,6
К ₁₋₂	Отбор проб	2	40	0,6
Л ₁	Слив из аппарата	1	32	0,6
М ₁₋₂	Сдувка	2	50	0,6
П ₁	Воздушник	1	32	0,6
Р ₁₋₄	Для термометра сопротивления	4	50	2,5
С ₁₋₄	Для термометра ртутного	4	50	2,5
Т ₁	Для манометра	1	50	1,6
У ₁₋₂	Люк	2	500	0,6
Ф ₁	Люк	1	300	0,6
Ц ₁	Люк	1	250	0,6
Ч ₁₋₈	Смотровое окно	8	120	0,6
Ш ₁₋₉	Вход воды для промывки смотрового окна	8	20	0,6
Ш ₁₋₂	Для указателя уровня	2	20	0,6

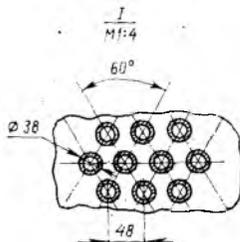
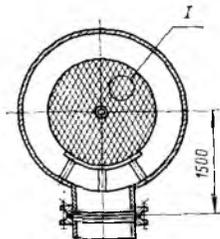
00.00.000 В0

Б-Б
1:10





В-В



Обозначение	наименование	кол.	Прокладочный диаметр, мм	Давление условное, МПа
А ₁	Вход греющего пара	1	800	0,6
Б ₁	Выход вторичного пара	1	1200	0,6
В ₁₋₂	Вход раствора	2	150	0,6
Г ₁₋₂	Выход раствора	2	150	0,6
Д ₁	Выход конденсата	1	125	0,6
Е ₁	Технологический	1	125	0,6
Ж ₁	Для промывки	1	60	0,6
З ₁	Для промывки	1	100	0,6
Н ₁	Технологический	1	125	0,6
К ₁₋₂	Отбор проб	2	40	0,6
Л ₁₋₂	Слив	2	100	0,6
М ₁₋₃	Совка	3	65	0,6
П ₁	Воздушник	1	50	0,6
Р ₁₋₄	Для термометра сопротивления	4	50	2,5
С ₁₋₄	Для ртутного термометра	4	50	2,5
Г ₁	Для манометра	1	50	1,6
Ч ₁	Люк	1	500	0,6
Ф ₁	Люк	1	500	0,6
Ц ₁	Люк	1	500	0,6
Ч ₁	Люк	1	500	0,6
Ш ₁₋₄	Смотровое окно	4	125	0,6
Щ ₁₋₄	Для промывки	4	20	0,6
Э ₁₋₂	Для указателя уровня	2	20	0,6
Ю ₁	Для выравнивания давления	1	100	0,6

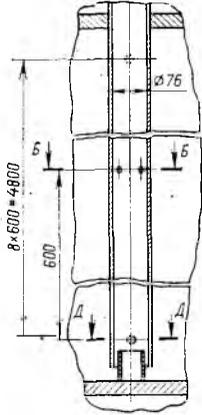
Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для улавливания раствора LiCl начальной концентрации 12 % масс.
2. Объем аппарата (номинальный) 22,1 м³, межтрубного пространства 4,1 м³.
3. Производительность 17,5 кг/с (по исходному раствору).
4. Площадь поверхности теплообмена 630 м².
5. Абсолютное давление в аппарате от 0,5 до 0,03 МПа, в межтрубном пространстве ст 0,6 до 0,1 МПа.
6. Максимальная температура в трубном пространстве до 140°С, в межтрубном пространстве до 168°С.
7. Среда в аппарате и трубном пространстве коррозионная, токсичная.

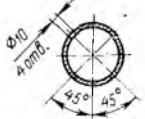
Технические требования

1. При изготовлении аппарата руководствоваться ГОСТ 26-291-79, ГОСТ 12.2.003-74.
2. Корпус аппарата и соприкасающиеся с коррозионной средой детали изготавливать из стали 12Х16Н10Т ГОСТ 5632-72, остальное — из стали Ст 3 ГОСТ 380-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность в горизонтальном положении пробным гидравлическим давлением 0,9 МПа.
4. Аппарат подлежит приемке согласно правилам Госгортехнадзора СССР.
5. Сварные соединения контролировать рентгенопробочным методом в объеме 100 % по ГОСТ 26-291-79. Сварные соединения нержавеющей стали контролировать на стойкость против межкристаллитной коррозии по ГОСТ 6032-75.
6. Прокладки по ГОСТ 15180-70 и ГОСТ 26-430-72.
7. Не указанные вылет штуцеров 120 мм.
8. Действительное расположение штуцеров см. на схеме.
9. Размеры для справок.

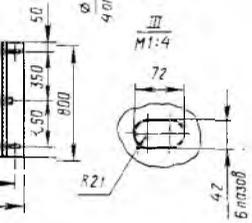
A-A
M1:5



B-B
M1:4



A-A
M1:4



Поз.	Обозначение	наименование	Кол.	Масса 1шт.	Наименова- ние и марка материала	Приме- чание
1		Камера греющая	1			
2		Сепаратор	1			
3		Труба циркуляцион- ная	1			
4		Насос	1			
5		Крышка сепарацион- ной камеры	1			
6		Вставка	1			
7		Переходник конусный	1			
8		Переходник угловой	1			
9		Царга компенсацион- ная	1			
10		Переходник угловой	1			
11		Днище	1			

00.00.000 80

№ докум.	Изд.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Мушкетер					
Эксперт					
Провер.					
Техник					
Дук.					
Исполн.					
Лист					
Листов					

Аппарат в парной с приточной циркуляцией, основой греющей камерой и вынесенной зоной кипения. Чертеж общего вида.

1:40

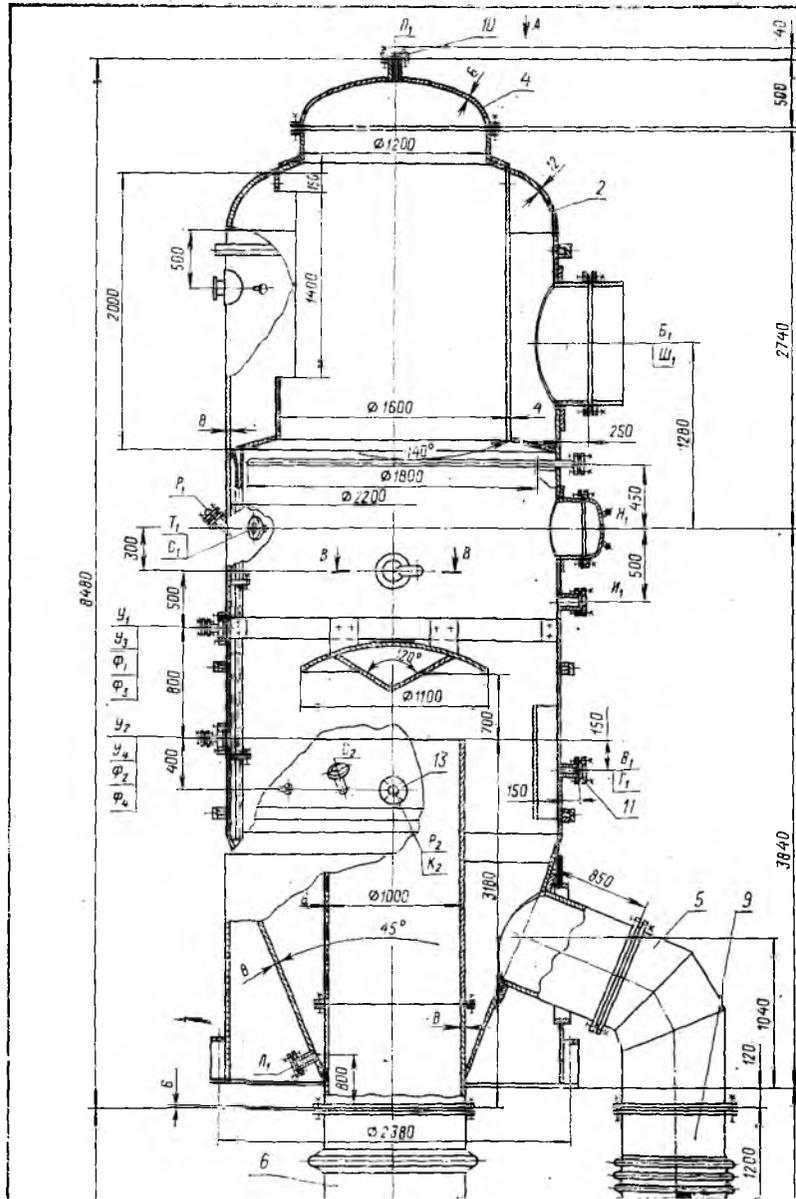
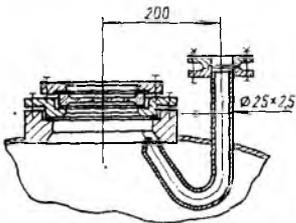


Таблица штуцеров

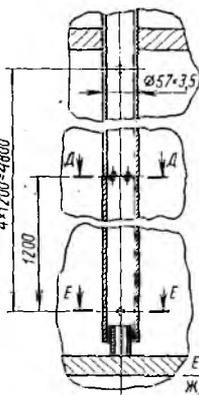
Обозначение	Наименование	Кол. штуцеров	Вход условный, мм	Давление условное P _у , МПа
A ₁	Вход греющего пара	1	600	0,6
B ₁	Выход вторичного пара	1	600	0,6
B ₁₋₂	Вход раствора	2	100	0,6
Г ₁₋₂	Выход раствора	2	100	0,6
Д ₁	Выход конденсата	1	100	0,6
Е ₁	Технологический	1	100	0,6
Ж ₁₋₂	Для промывки	2	50	0,6
И ₁₋₂	Технологический	2	100	0,6
И ₁₋₂	Отбор проб	2	40	0,6
К ₁₋₂	Слив	2	80	0,6
Л ₁₋₃	Свудка	3	65	0,6
М ₁₋₃	Воздушник	3	40	0,6
П ₁₋₃	Для термометра сопротивления	3	50	2,5
Р ₁₋₃	Для термометра ртутного	3	50	2,5
С ₁	Для манометра или мановакуумметра	1	50	1,6
Т ₁₋₃	Люк	3	500	0,6
У ₁₋₄	Окно смотровое	4	150	0,6
Ф ₁₋₄	Промывка смотрового окна	4	20	0,6
Ц ₁₋₃	Для промывки	3	80	0,6
Ч ₁₋₂	Для указателя уровня	2	20	0,6
Ш ₁	Для выравнивания давления	1	50	0,6

00.00.000.00

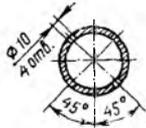
В-В
М 1:4



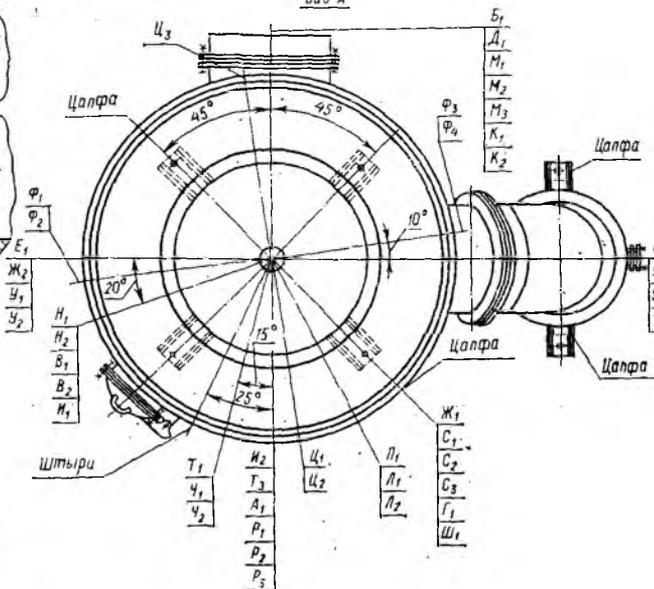
Г-Г
М 1:5



Д-Д
М 1:2



Вид А

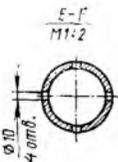


Техническая характеристика

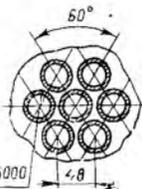
1. Аппарат предназначен для упаривания раствора КОН от начальной концентрации 6% масс.
2. Объем номинальный аппарата 45,6 м³, межтрубного пространства 3 м³.
3. Производительность 0,45 кг/с (по исходному раствору).
4. Площадь поверхности теплообмена - 250 м².
5. Абсолютное давление в аппарате от 0,5 до 0,008 МПа, в межтрубном пространстве от 0,6 до 0,1 МПа.
6. Максимальная температура в трубном пространстве 115°С, в межтрубном пространстве - 158°С.
7. Среда в аппарате и трубном пространстве - водный раствор КОН в межтрубном пространстве - насыщенный водяной пар.

Технические требования

1. При изготовлении аппарата руководствоваться ОСТ 26-291-79, ГОСТ 12.2.003-74.
2. Корпус аппарата и опирающиеся с упариваемым раствором детали изготовить из стали 1Х18Н10Т ГОСТ 5632-72, остальные - из стали Ст 3сп. ГОСТ 380-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность в горизонтальном положении пробным гидравлическим давлением 0,9 МПа.
4. Аппарат подлежит приемке согласно правилам приемки Госгортехнадзора СССР.
5. Сварные соединения контролировать рентгенопросвечиванием 3 объема 100% по ОСТ 26-291-71. Сварные соединения нержавеющей сталей контролировать на стойкость против межкристаллической коррозии по ГОСТ 6032-75.
6. Неуказанный вылет штуцеров - 120 мм.
7. Действительное расположение штуцеров, лап, опор, смотровых окон см. на виде А.
8. Размеры для справок.

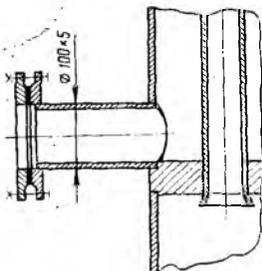


Вид Б
M1:4

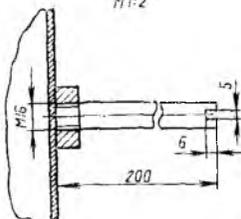


Труба 36x2-5000

Г
M1:2,5



II
M1:2



Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса шт.	Наименование и марка материала	Примечание
1		Камера греющая	1			
2		Сепаратор	1			
3		Труба циркуляционная	1			
4		Крышка	1			
5		Колено	1			
6		Корпус	1			
7		Корпус	1			
8		Камера	1			
9		Вставка	1			
10		Фланец	1		1Х18Н10Т	
11		Фланец	2		1Х18Н10Т	
12		Фланец	1		1Х18Н10Т	
13		Фланец	1		1Х18Н10Т	

00.00.000 В0

№ п/п	Исполн.	Дата	Лист	Масса	Ишт.
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Аппарат выпарной с естественной циркуляцией, с одной греющей камерой и сепаратором

Чертеж общего вида

Лист 1 из 1

1:20

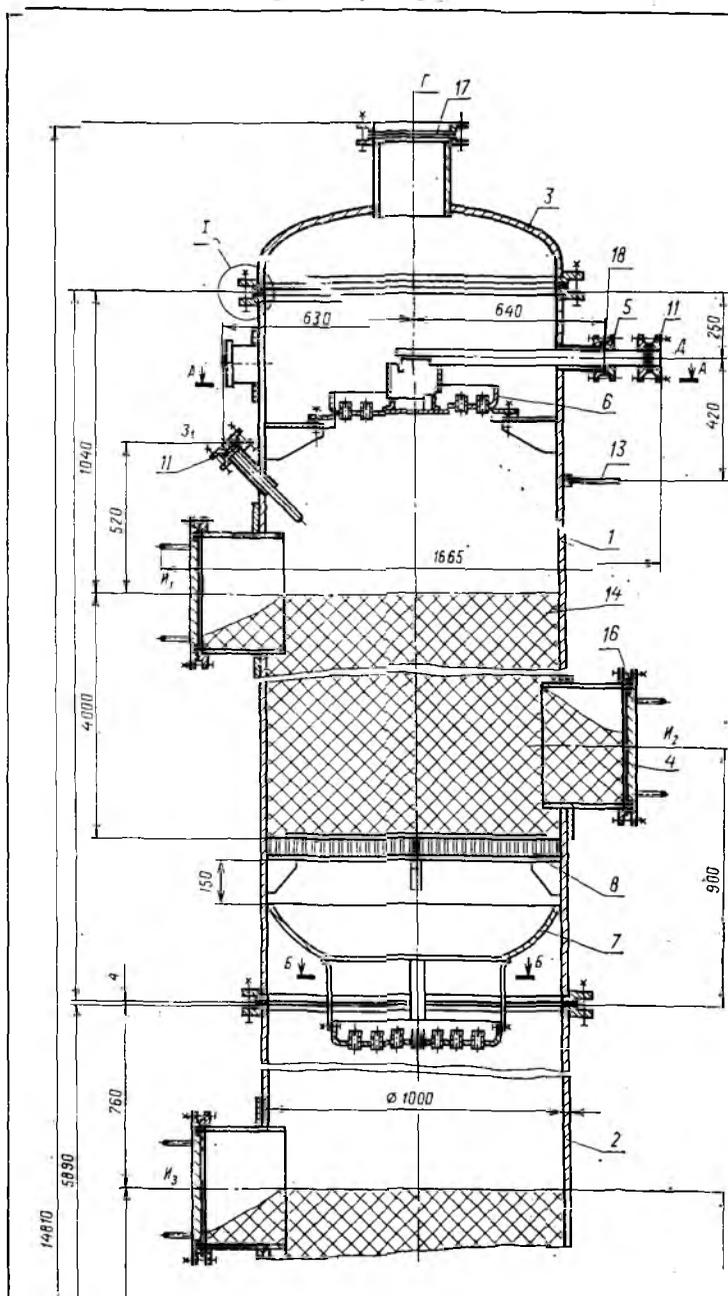


Схема расположения штуцеров, люков, цапф, штырей

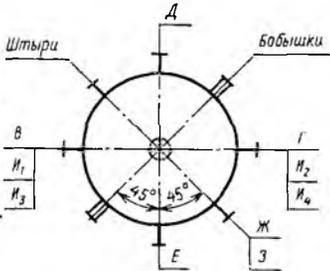
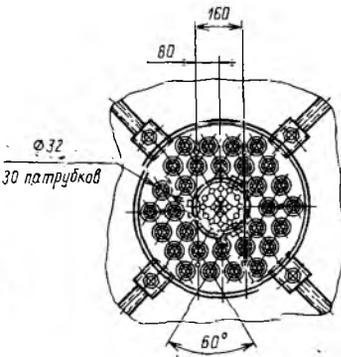


Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Кол.	Прочностные условия, мм	Давление, МПа
В	Вход газовой смеси	1	250	0,25
Г	Выход газовой смеси	1	250	0,25
Д	Вход жидкости	1	50	0,25
Е	Выход жидкости	1	50	0,25
Ж	Для манометра	1	25	1,6
З, з	Для термометра	2	25	2,5
И1-4	Люк	4	500	0,6

00.00.000.80

A-A



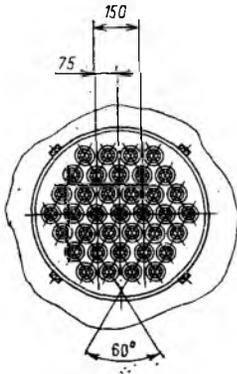
Техническая характеристика

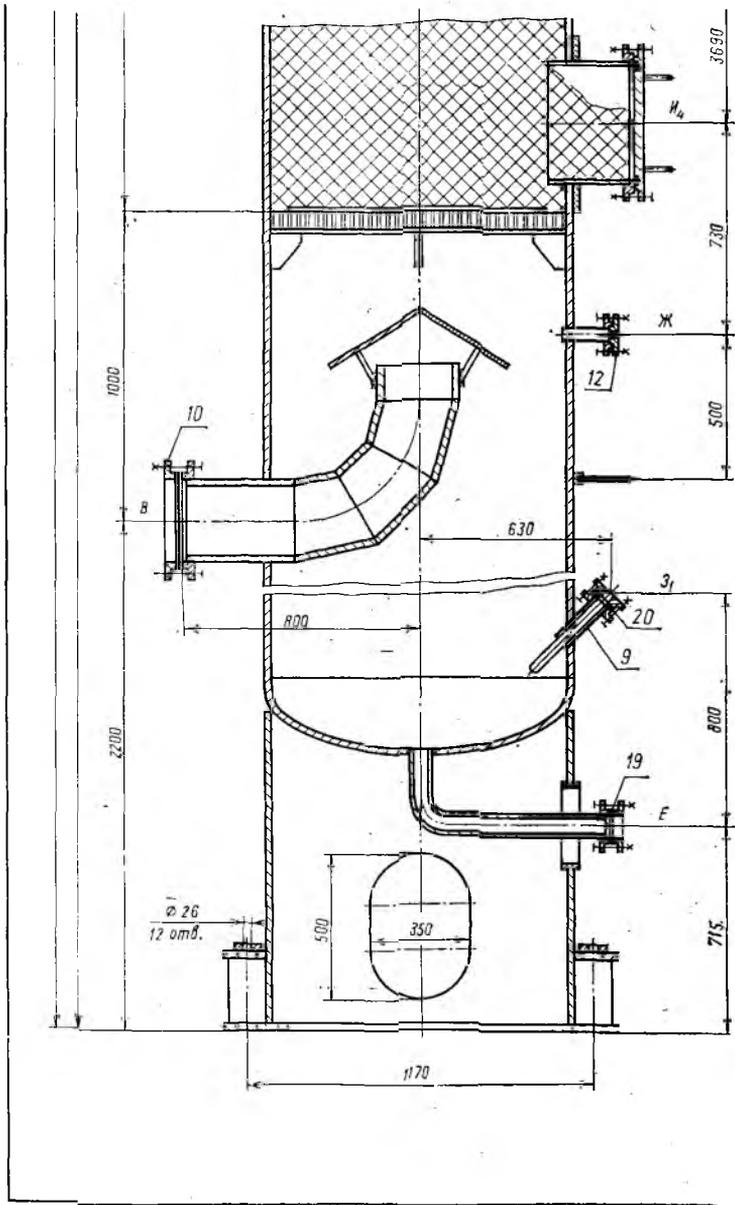
1. Аппарат предназначен для разделения смеси метиловый спирт-вода концентрацией 26% (масс.).
2. Емкость номинальная 20,5 м³.
3. Производительность 1,74 кг/с.
4. Давление в колонне - атмосферное.
5. Температура среды в кубе - 100°С.
6. Среда в аппарате - токсичная, коррозионная.
7. Тип колонны - насадочная.
8. Высота насадки 8 м.

Технические требования

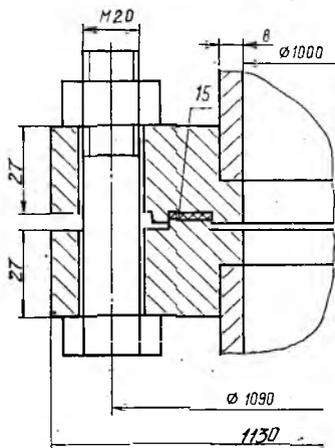
1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - а) ГОСТ 12.2.003-74 «Оборудование производственное. Общие требования безопасности»;
 - б) ОСТ 26.291-79, «Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования».
2. Материал деталей колонны, соприкасающихся с разделяемыми жидкостями, - сталь 118Н101 ГОСТ 5632-72, остальных - сталь Ст 3 ГОСТ 380-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении давлением 0,2 МПа, в вертикальном положении - наливом.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОН 26-01-71-68 «Сварка в химическом машиностроении».
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопроецированием.
6. Действительное расположение штуцеров, люков, цапф, штырей см. на схеме.
7. Не указанные вылет штуцеров - 120 мм.
8. Размеры для справок.

Б-Б





I
M 1:1



Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса шт.	Наименова- ние и мар- ка мате- риала	Примеча- ние
1		Колонна	1			
2		Куб	1			
3		Крышка	1			
4		Крышка люка	4			
5		Штуцер	1			
6		Тарелка ТСН-III	1			
7		Тарелка ТСН-II	1			
8		Вопра	4			
9		Гильза термометра	2			
10		Фланец	2		X18H10T	Dy=250
11		Фланец	2		X18H10T	Dy=50
12		Фланец	1		X18H10T	Dy=25
13		Штырь	2		Сталь Ст 3	
14		Кольца Рашига 25x25x3	2		Керамика	
15		Прокладка	2		Паронит ПОН-1	
16		Прокладка	4		Паронит ПОН-1	
17		Прокладка	2		Паронит ПОН-1	
18		Прокладка	1		Паронит ПОН-1	
19		Прокладка	2		Паронит ПОН-1	
20		Прокладка	3		Паронит ПОН-1	

				00.00.000 В0			
№ докум.	№ эр.	Изд.	Лист	Колонна абсорбционная Ø 1000 мм	Лист	Масса	Материал
				Чертеж общего вида			1:10
					Лист	Листов 1	

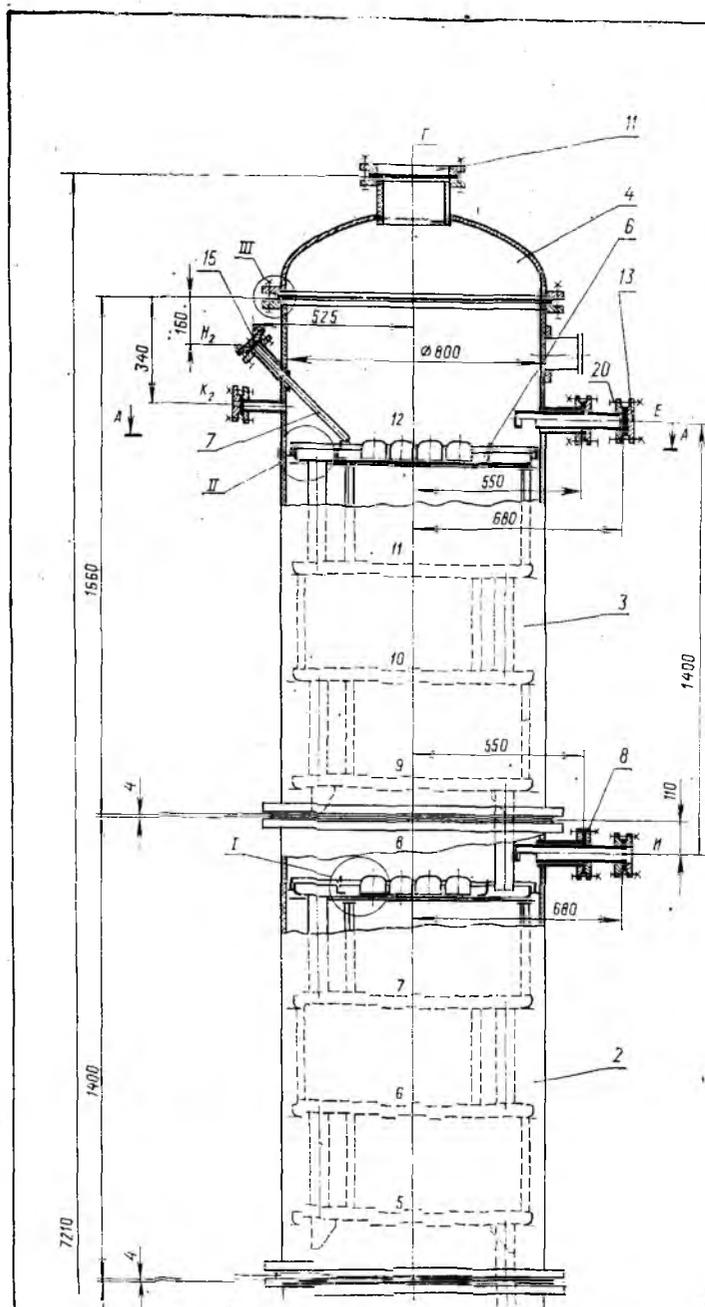


Схема расположения, штуцеров, цапф, штырей

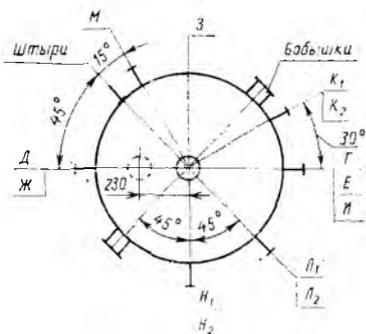


Таблица штуцеров

Обозначение	наименование	кол.	Прход условн. Ду, мм	Давлен. условн. Ру, МПа
Г	Выход пара	1	200	0,25
Д	Вход пара	1	200	0,25
Е	Вход флегмы	1	50	0,25
Ж	Выход жидкости из куба	1	125	0,25
З	Выход кубового остатка	1	40	0,25
И	Вход исходной смеси	1	50	0,25
К _{1,2}	Для манометра	2	25	1,6
Л _{1,2}	Для указателя уровня	2	20	1,6
М	Для установки уровнера	1	25	6,4
Н _{1,2}	Для термометра ртутного	2	25	2,5

00.00.000.80

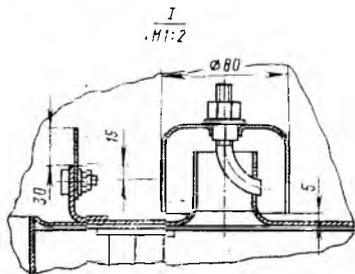
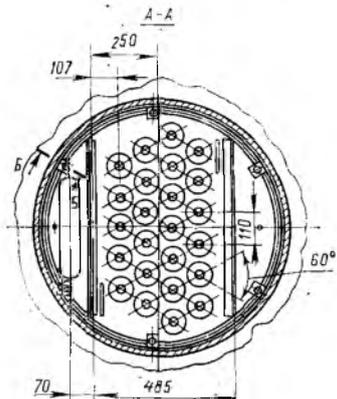
Техническая характеристика

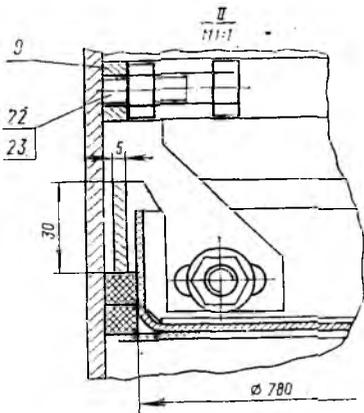
1. Аппарат предназначен для разделения смеси бутиловый спирт-вода концентрацией 40% (масс.).
2. Номинальная емкость 5,65 м³.
3. Производительность 1,25 кг/с.
4. Давление в колонне атмосферное.
5. Температура среды в кубе 120°С.
6. Среда в аппарате - токсичная коррозионная.
7. Тип тарелок - колпачковые.
8. Число тарелок - 12.

Технические требования

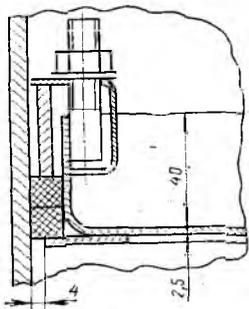
1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - а) ГОСТ 12.2.003-74 „Оборудование производственное. Общие требования безопасности“;
 - б) ОСТ 26-291-79 „Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования“.
2. Материал деталей колонны, соприкасающихся с разделяемыми жидкостями, - сталь Х17Н13М2Г ГОСТ 3632-72, остальных - сталь Ст 3 ГОСТ 380-71.

Материал опоры - сталь Вст 3 спз ГОСТ 380-71.
Материал прокладок - паранит ПОН-1 ГОСТ 481-71.
3. Аппарат испытать на прочность гидравлически в горизонтальном положении под давлением 0,2 МПа, в вертикальном положении - под наливом.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОН 26-01-71-66 „Сварка в химическом машиностроении“.
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопробами.
6. Действительное расположение штуцеров, цапф, штырей см. на схеме.
7. Не указанный вылет штуцеров 120 мм.
8. Размеры для справок.

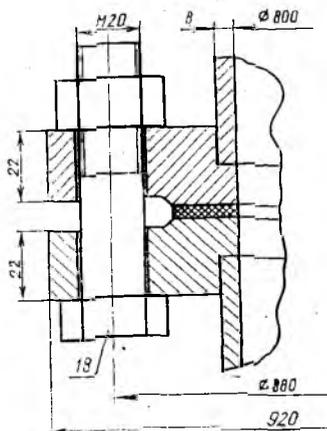




Б-Б
М 1:1



III
М 1:1

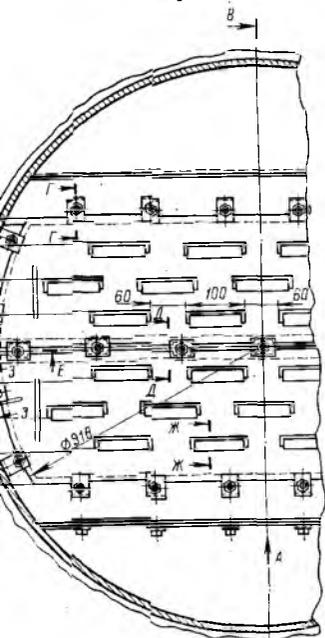


Поз.	Обозначение	Наименование	кол.	Масса 1 шт.	Наименование и марка материала	Примечание
1		Куб	1			
2		Дарга	1			
3		царга	1			
4		Крышка	1			
5		Тарелка	9			
6		Тарелка	3			
7		Гильза	2			
8		Штуцер	2			
9		Кольцо упорное	3		Х17Н13М2Т	
10		Штырь	2		Сталь Ст3	
11		Фланец	2		Х17Н13М2Т	Dy = 200
12		Фланец	1		Х17Н13М2Т	Dy = 125
13		Фланец	2		Х17Н13М2Т	Dy = 50
14		Фланец	1		Х17Н13М2Т	Dy = 40
15		Фланец	3		Х17Н13М2Т	Dy = 25
16		Фланец	2		Х17Н13М2Т	Dy = 25
17		Фланец	2		Х17Н13М2Т	Dy = 20
		Если ГОСТ 7756-70				
18		M 20 × 80.58	84		Сталь 35	
19		M 16 × 50.58	24		Сталь 35	
20		M 12 × 40.58	12		Сталь 35	
21		M 10 × 35.58	16		Сталь 35	
22		M 10 × 35.58	12		Х17Н13М2Т	
23		Гайка М10.5 ГОСТ 5915-70			Х17Н13М2Т	

00.00.000 В0

Исполн.	Провер.	Сект.	Дет.	Колонна	Ректификационная	φ 800 мм.	Лист	Масса	Насчит
						Чертеж общего вида.			1:10
Рис.	И контр.	Упр.					Лист	Листов	

Б-Б повернуто
М1:5



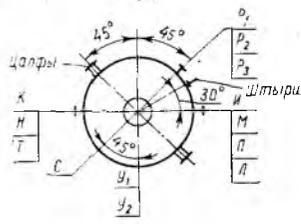
Приложение 1В

Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	кол.	проход условный Ду, мм	давление условное Ру, МПа
И	Выход пара	1	250	0,25
К	Вход флегмы	1	100	0,25
Л	Вход парожидкостной смеси	1	250	0,25
М	Выход жидкости из куба	1	200	0,25
Н	Вход исходной смеси	1	50	0,25
П	Для выхода кубового остатка	1	50	0,25
Р ₁₋₃	Для термометра сопротивления	3	25	2,5
С	Для термометра	1	20	2,5
Т	Для манометра	1	25	1,6
У ₁₋₂	Для указателя уровня	2	20	0,25

00.000.000.80.

Схема расположения штуцеров, цапф, штырей



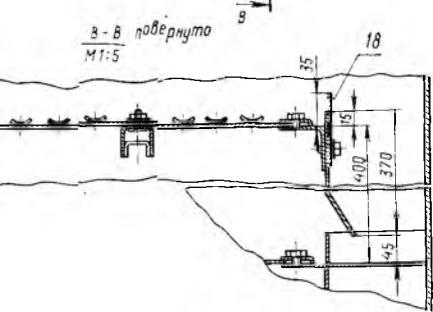
Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для разделения смеси бензол-хлороформ концентрации 40% (масс.).
2. Емкость номинальная 10,6 м³.
3. Производительность 141 кг/с.
4. Давление в колонне 0,1 МПа.
5. Температура среды в кубе до 61°С.
6. Среда в аппарате токсичная, коррозионная.
7. Тип тарелок - клапанная.
8. Число тарелок - 37.

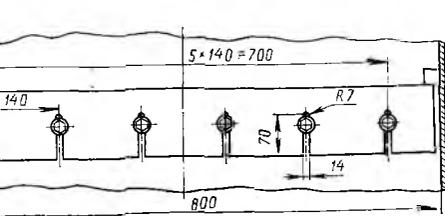
Технические требования

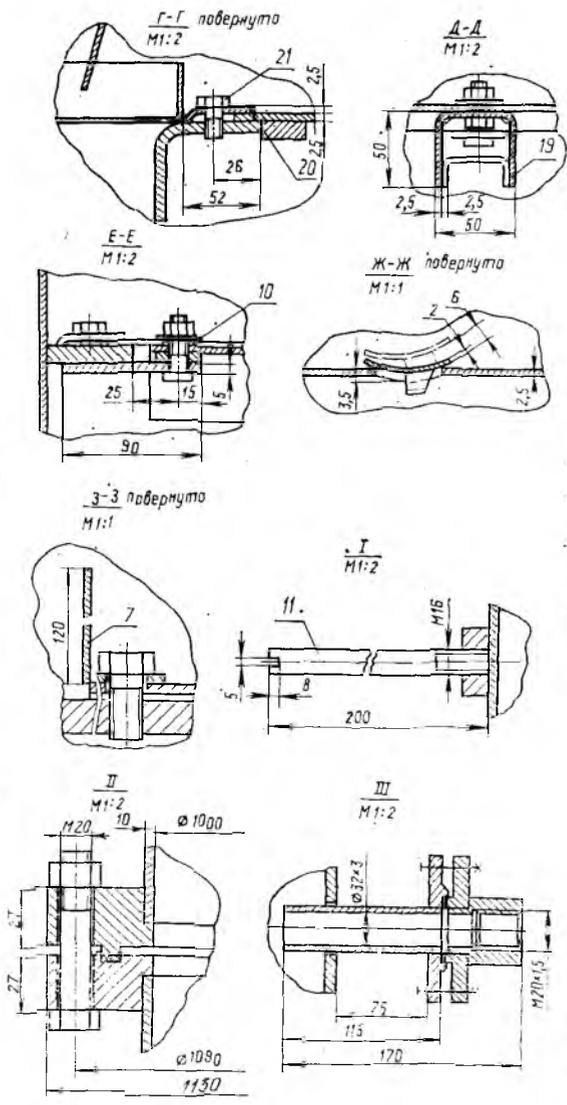
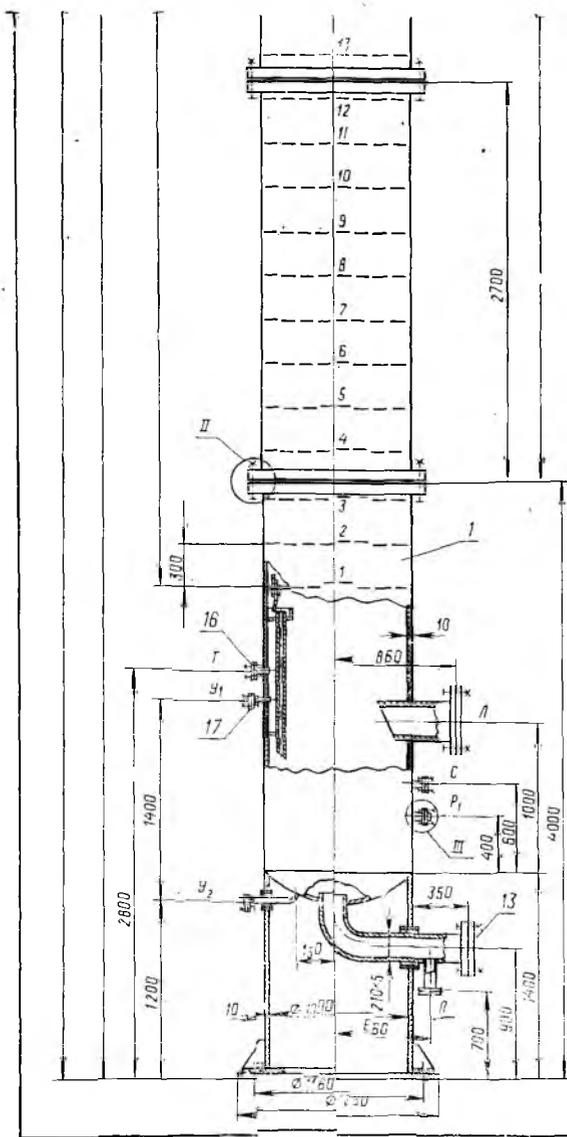
1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - а) ГОСТ 2.2.003-74 «Оборудование производственное. Общие требования безопасности»;
 - б) ГОСТ 26-291-79 «Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования».
2. Материал тарелок и частей колонны, соприкасающихся с разделяемыми жидкостями или их парами, из стали 118Н10Т ГОСТ 949-75, остальные элементы колонны - из стали ВСт 3сп. ГОСТ 380-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически:
 - а) в горизонтальном положении - давлением 0,2 МПа;
 - б) в вертикальном положении - наливом.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям EN 26-01-71-68 «Сварка в химическом машиностроении. Сварку ВСт 3сп. произвести электродами марки АНО-5-4,5-2 по ГОСТ 9467-75».
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопробиванием.
6. Прокладки из паронита ПОН-1 ГОСТ 401-71.
7. Действительное расположение штуцеров, цапф, штырей см. на схеме.
8. Не указанный вылет штуцеров 150 мм.
9. Размеры для справок.

В-В повернуто
М1:5



Вид А
М1:5





Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса шт.	наименование и марка ма- териала	Приме- чание
1		Куб	1			
2		Крышка	1			
3		царга	1			
4		Царга	1			
5		Царга	2			
6		Тарелка	74			
7		Отбойник	74			
8		Штуцер	3			
10		Шайба	259		Х18Н10Т	
11		Штырь	2		В ст. 3 сл.	
12		Фланец	2		Х18Н10Т	
13		Фланец	1		Х18Н10Т	
14		Фланец	1		Х18Н10Т	
15		Фланец	2		Х18Н10Т	
16		Фланец	4		Х18Н10Т	
17		Фланец	2		Х18Н10Т	
18		Платка регулировочная	37		Х18Н10Т	
19		Болт	37		Х18Н10Т	
20		Скоба	666		Х18Н10Т	
21		Болт М12х25 ГОСТ 7738-70	1073		Х18Н10Т	
22		Гайка М12 ГОСТ 5916-70	74		Х18Н10Т	
23		Шайба 12 ГОСТ 11371-68	222		Х18Н10Т	

		00.00.000.00	
Исполнитель	Утвержден	Конструктор	М.П.
Проверен	Дата	Лист	Масса
		Колонна вентиляционная с 000	
		Чертеж общего вида.	
Лист	Листов	1:20	

Таблица штуцеров

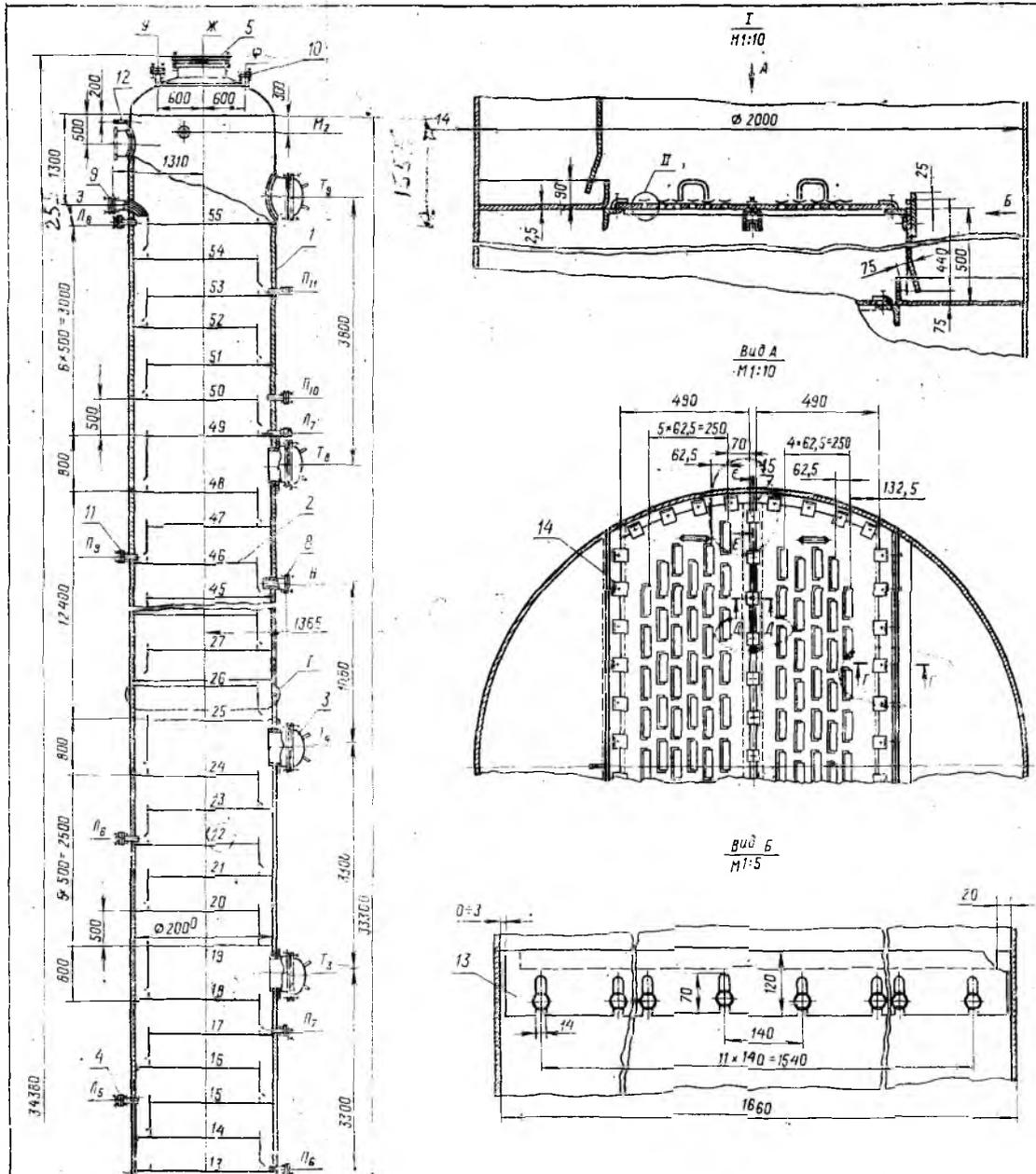
Обозначение	Наименование	Кол.	Провод условн. Ду, мм	Давлен. условн. P _в , МПа
Ж	Выход паров	1	630	1,0
З	Вход флегмы	1	100	1,0
И-1	Вход паров из килейника	2	500	1,0
К	Выход жидкости из куба	1	250	1,0
Л-в	Для термометра	8	25	2,5
М-1	Для измерения давления	2	25	2,5
Н	Вход метанола-сырца	1	150	1,0
П-п	Для отбора проб	11	10	1,0
Р-1	Для камеры уровнемера	2	50	1,0
С	Выход кубового остатка	1	150	1,0
Т-п	Лок	9	600	1,0
У	Для предохранительного клапана	1	50	1,0
Ф	Технологический	1	50	1,0

Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для **отгонки метанола-сырца** при смеси из метанола-сырца.
2. Номинальная емкость 108,5 м³.
3. Производительность 11,31 кг/с.
4. Давление в колонне 0,6 МПа.
5. Температура среды в кубе до 150°С.
6. Вреда в аппарате - токсичная коррозионная.
7. Тип тарелок - ситчатно-клапанные.
8. Число тарелок - 55.

Технические требования

1. При изготовлении, испытании и установке аппарата должны выполняться требования:
 - а) Госгортехнадзора;
 - б) ГОСТ 12.2.003-74, оборудование производственное. Общие требования безопасности;
 - в) ГОСТ 26-291-79, сосуда и аппараты стальные сварные. Технические требования.
2. Материал тарелок - сталь 08Х13 ГОСТ 5612-72 и сталь 20 ГОСТ 1050-74, стальные сварные единицы и детали - из стали ВСт 3сп3 ГОСТ 380-71. Материал опоры - сталь 08Г2С ГОСТ 5520-69. Материал префильтр - пористый алюминий ГОСТ 481-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении под давлением 1,0 МПа, в вертикальном положении - под давлением.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОН 26-01-71-68 "Сварка в химическом машиностроении".
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенографически.
6. Действительное расположение штуцеров, локов, цапф, штырей см. на схеме.
7. Не указанный вылет штуцеров 150 мм.
8. Размеры для справок.



00.00.000.80

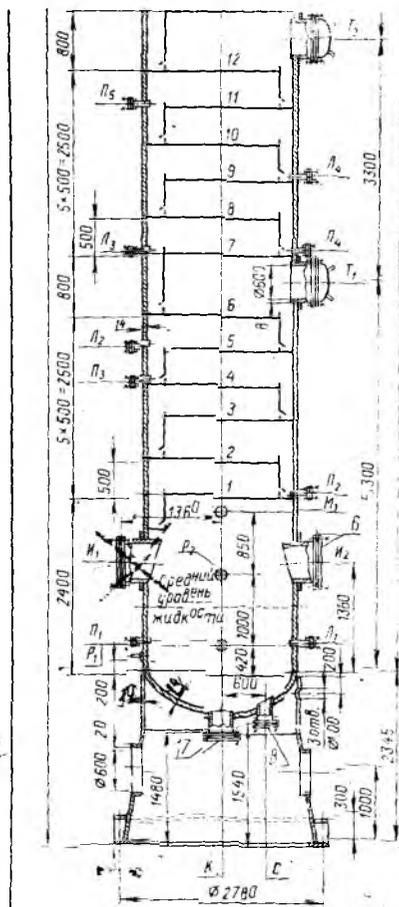
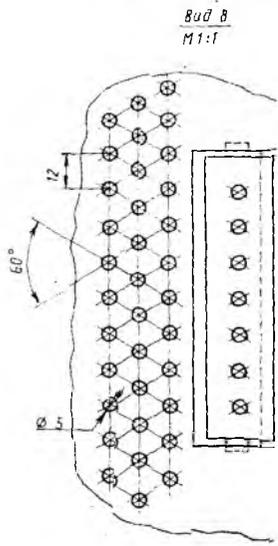
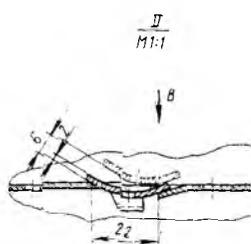
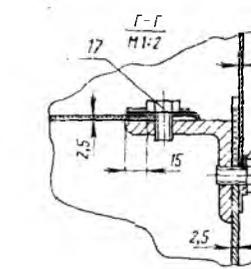
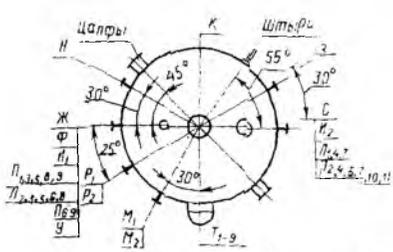
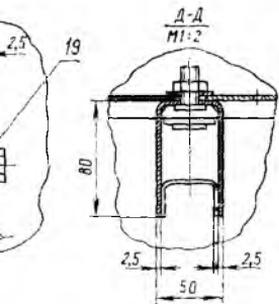
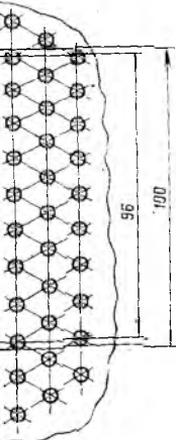
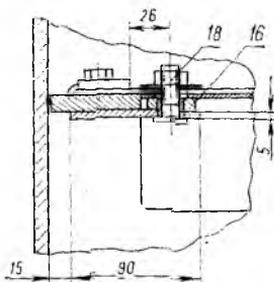


Схема расположения итуцеров, люков, чопов, штырей





Е-Е (повернута)
М1:2



Лос.	Обозначение	наименование	кол.	Масса шт.	Наименование и марка ма- териала	Примечан- ие
1		Колонна	1			
2		Тарелки ситчатые капающая	110			
3		Крышка	91			
4		Гильза с фланцем	8			
5		Фланец	1		08X13 D _в = 600	
6		Фланец	2		08X13 D _в = 500	
7		Фланец	1		08X13 D _в = 250	
8		Фланец	2		08X13 D _в = 150	
9		Фланец	1		08X13 D _в = 100	
10		Фланец	4		08X13 D _в = 50	
11		Фланец	11		08X13 D _в = 10	
12		Штырь	2		8Ст3пс3	
13		Планка регулировоч- ная	15		Сталь 20	
14		Скоба	1980		Сталь 20	
15		Шайба специальная	70		Сталь 20	
16		Шайба специальная	110		Сталь 20	
17		Болт М12×20.5В	2640		Сталь 20	
18		Гайка М12.5	770		Сталь 20	
19		Шайба 12	660		Сталь 20	

				00.00.000.80		
Исполн.	М.Работы	Проф.	Место	Колонна ректификацион- ная Ø 2000 мм.		Лист
Провер.				Чертеж общего вида.		1:40
Т.контр.						Лист
Инж.						Листов 1
Техн.						

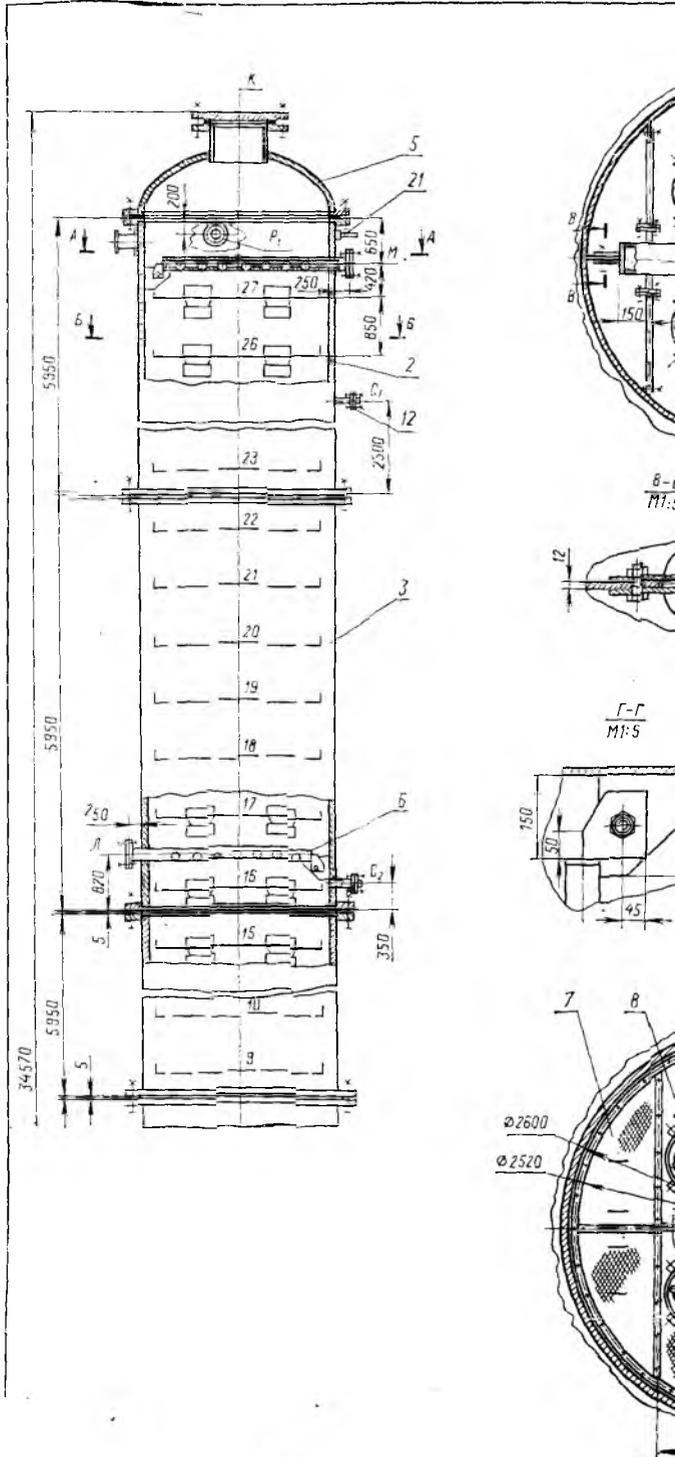


Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Кол. проход условн. Ду, мм	давление условное Р _у , МПа
К	Выход паров этанола	1 750	1,0
Л	Вход исходной смеси	1 175	1,0
М	Вход флегмы	1 175	1,0
Н _{1,2}	Вход парожидкостной смеси	2 500	1,0
П _{1,2}	Выход кубового остатка	2 175	1,0
Р _{1,2}	Для манометра	2 25	1,6
С _{1,2}	Для термометра сопротивления	2 25	2,5
Т	Для термометра ртутного	1 25	2,5
У _{1,2}	Для указателя уровня	2 50	1,0
Ф _{1,2}	Повод к кипятильнику	2 200	1,0

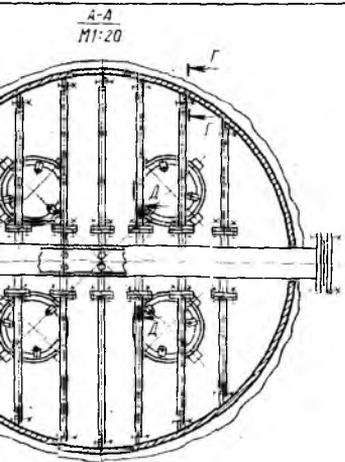
Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для разделения смеси бензол-этанол концентрации 18% (масс.).
2. Объем аппарата 164,3 м³.
3. Производительность 6,14 кг/с.
4. Рабочее давление 0,1 МПа.
5. Температура среды в кубе 81°С.
6. Среда в аппарате - токсичная, взрывоопасная, коррозионная.
7. Тип тарелок - ситчатые многосливные.
8. Количество тарелок - 27 шт.

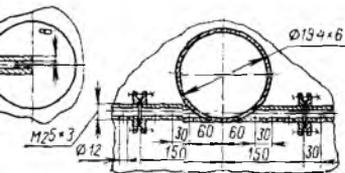
Технические требования

1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - а) ГОСТ 12.2.003-74 „Оборудование производственное. Общие требования безопасности“;
 - б) ОСТ 26-291-79 „Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования.“
2. Материал деталей колонны, соприкасающихся с обрабатываемыми жидкостями, - сталь 18Н10Т ГОСТ 5.632-72, остальных деталей - сталь Ст 3 ГОСТ 380-71. Материал прокладок - паронит ПОН-1 ГОСТ 481-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении под давлением 0,6 МПа, в вертикальном положении - наливом.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям он 26-01-71-68 „сварка в химическом машиностроении“.
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопроецированием.
6. Действительное расположение штуцеров, штырей и цапф см. на схеме.
7. Не указанный вылет штуцеров - 150 мм.

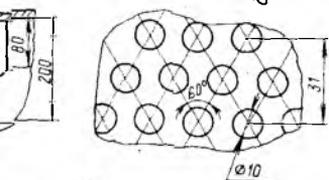
Примечание. Размеры для справок.



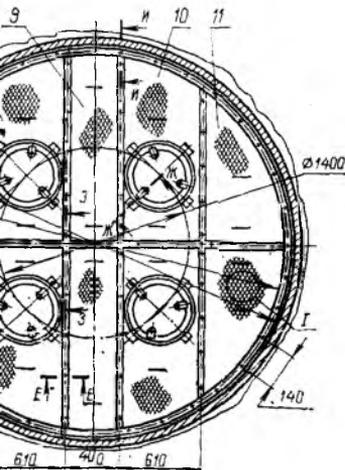
А-А повернуто М1:5



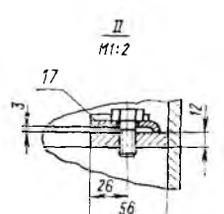
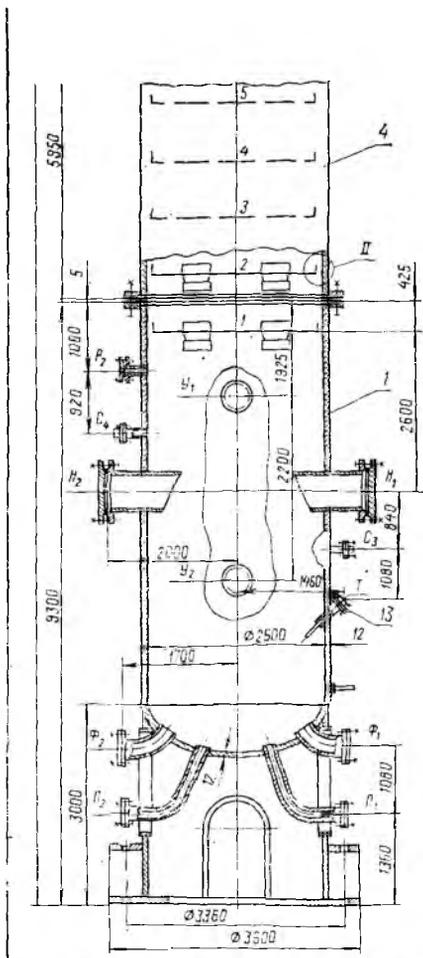
Г М1:1



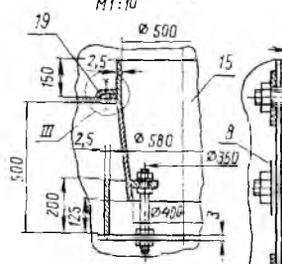
Б-Б М1:20



00.00.000.80

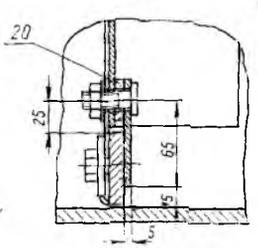
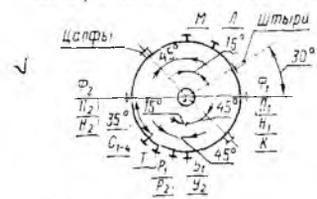


Ж-Ж повернуто
М1:10

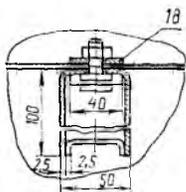


И-И
М1:2

Схема расположения штуцеров, штырей и цапф



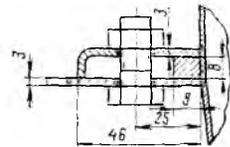
E-E
M1:2



3-3
M1:2



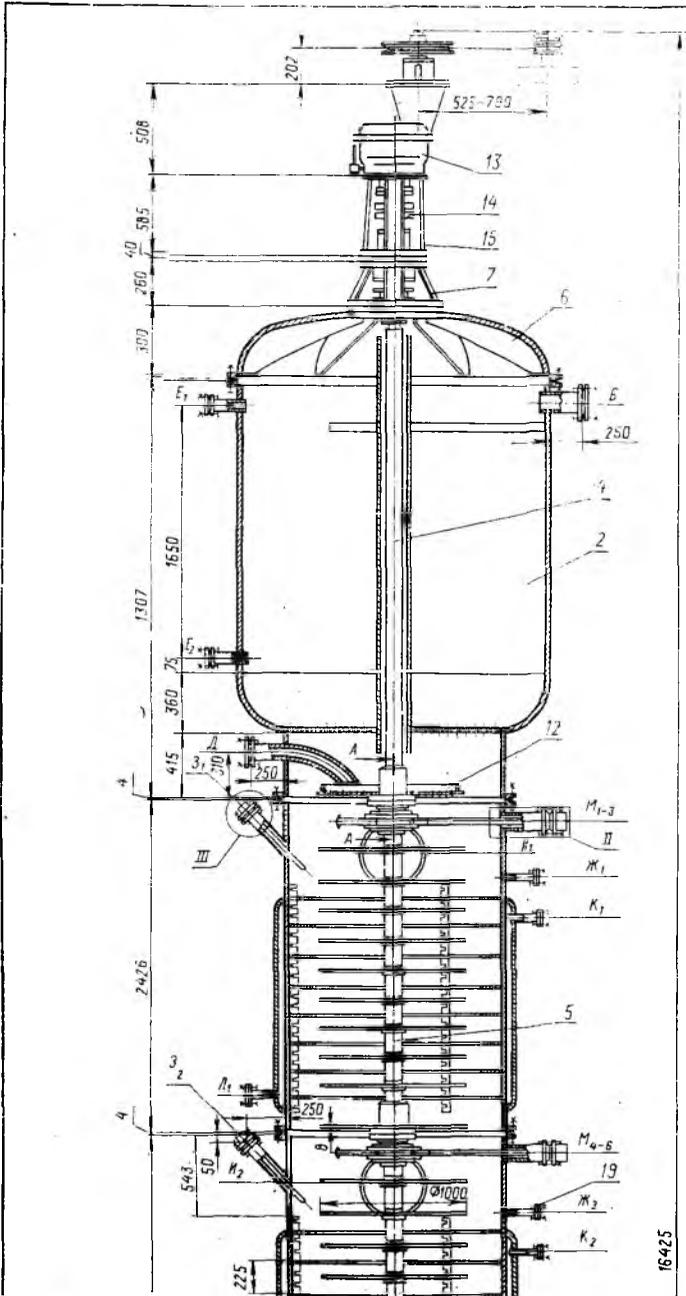
III
M1:1



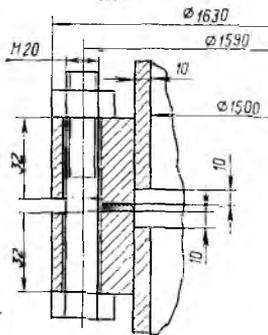
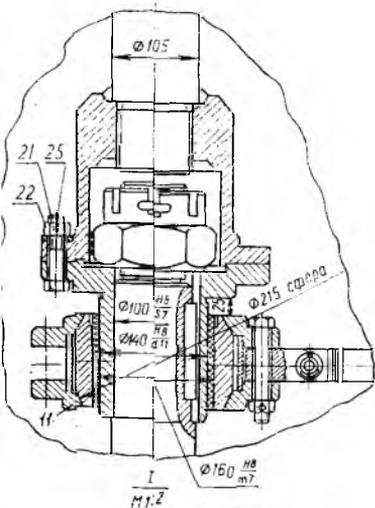
№пз	Обозначение	наименование	кол.	Масса шт.	наименов. и марка материала	Примеча ние
1		Куб	1			
2		царга	1			
3		царга	1			
4		царга	2			
5		крышка	1			
6		устройство распределит	2			
7		Секция	54			
8		Секция	54			
9		Секция	54			
10		Секция	54			
11		Секция	54			
12		Штуцер	4			
13		Гильза	1			
14		Рама опорная	27			
15		Стакан в сборе	108			
16		Тарелка	27			
17		Скоба	432		Х18Н10Т	
18		Шайба специальная	192		Х18Н10Т	
19		Скоба	432		Х18Н10Т	
20		Шайба	216		Х18Н10Т	
21		Штырь	2		Сталь Ст 3	

00.00.000 80

Изменил	№ докум.	Дата	Колонна ректификацион ная Ø 2600. чертеж общего вида.	Лит.	Масса	Масштаб
Разработ.						1:40
Провер.				Лист	Листов	
Т.контр.						
Рис.						



A-A
M1:4



II
M1:2

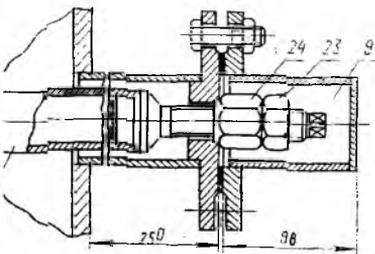


Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	кол.	Прочность, кг/мм ²	Давление, МПа
Б	Выход легкой фазы	1	100	0,6
В	Выход тяжелой фазы	1	100	0,6
Г	Вход легкой фазы	1	100	0,6
Д	Вход тяжелой фазы	1	100	0,6
Е ₁₋₄	Для уровня	4	25	0,6
Ж ₁₋₃	Для отбора проб	3	20	0,6
З ₁₋₃	Гильза для термометра	3	25	2,5
И ₁₋₄	Люк	4	400	0,6
К ₁₋₃	Вход пара	3	25	0,6
Л ₁₋₃	Выход конденсата	3	25	0,6
М ₁₋₁₆	Вывод тяги	12	50	0,6

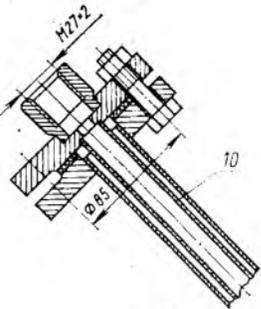
Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для извлечения капролактама из трихлорэтилена водой.
2. Номинальная емкость 28,5 м³.
3. Производительность 0,012 м³/с.
4. Давление в колонне:
 - а) рабочее - 0,1 МПа;
 - б) при пропарке водяным паром - 0,2 МПа.
5. Температура в колонне:
 - а) рабочая 20-25°С;
 - б) при пропарке водяным паром 120°С.
6. Мощность привода 4 кВт.
7. Угловая скорость вращения ротора 2,1-4,5 рад/с.
8. Среда в аппарате - токсичная, коррозионная.

Технические требования

1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - а) ГОСТ 12.2.003-74 „Оборудование производственное. Общие требования безопасности“;
 - б) ГОСТ 26.291-79 „Сосуды и аппараты стальные, сварные. Технические требования“.
2. Материал деталей экстрактора, соприкасающихся с обрабатываемыми жидкостями, - сталь Х18Н10Т ГОСТ 5.632-72, остальных деталей - сталь Ст 3 ГОСТ 380-71. Материал прокладок - свинец ГОСТ 9559-75.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении под давлением 0,3 МПа, в вертикальном положении - наливом.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ГОСТ 16.01-71-68 „Сварка в химическом машиностроении“.
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопроецированием.
6. Действительное расположение штуцеров и люков см. на схеме.
7. Не указанный вылет штуцеров - 200 мм.
8. Размеры для справок.

III
M1:2



IV
M1:2

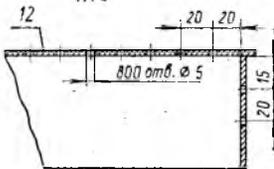
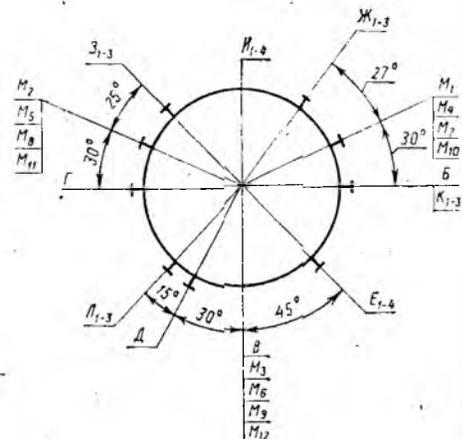


Схема расположения
штучеров, люков



Поз.	Обозначение	Наименование	кол.	Масса шт.	Наименование и марка ма- териала	Примеч- ние
1		Камера отстойная нижняя	1			
2		Камера отстойная верхняя	1			
3		Царга с рываш- кой	3			
4		Вал	1			
5		Ротор	3			
6		Крышка экстрактора	1			
7		Опора	1			
8		Тяга	12			
9		Крышка	12			
10		Гильза	3			
11		узел подшипниковый	4			
12		Распределитель	2			
13		Привод	1			
14		Муфта	1			
15		Стойка	1			
16		Опора	1			
17		Фланец	4		Х18Н10Т	$D_2=100$
18		Фланец	10		Х18Н10Т	$D_3=25$
19		Фланец	3		Х18Н10Т	$D_4=20$
21		болт 2 М20 x 80.21 ГОСТ 7798-70	12		Х18Н10Т	
22		Гайка М20.21 ГОСТ 5918-73	12		Х18Н10Т	
23		Гайка М20.21 ГОСТ 5916-70	12		Х18Н10Т	
24		Гайка М20.21 ГОСТ 5927-70	12		Х18Н10Т	
25		Шпилька 4x36.21 ГОСТ 397-79	12		Х18Н10Т	

				00.00.000 В0		
Изм.	Лист	№ докум.	Дата	Экстрактор роторно-дисковый $\phi 1500$ чертеж общего вида.	Лист	Масса
Разраб.						
Продер.					1:20	
И. контр.					Лист	Листов 1
Ф.ж.						
В. контр.						
Этв.						

Таблица штуцеров

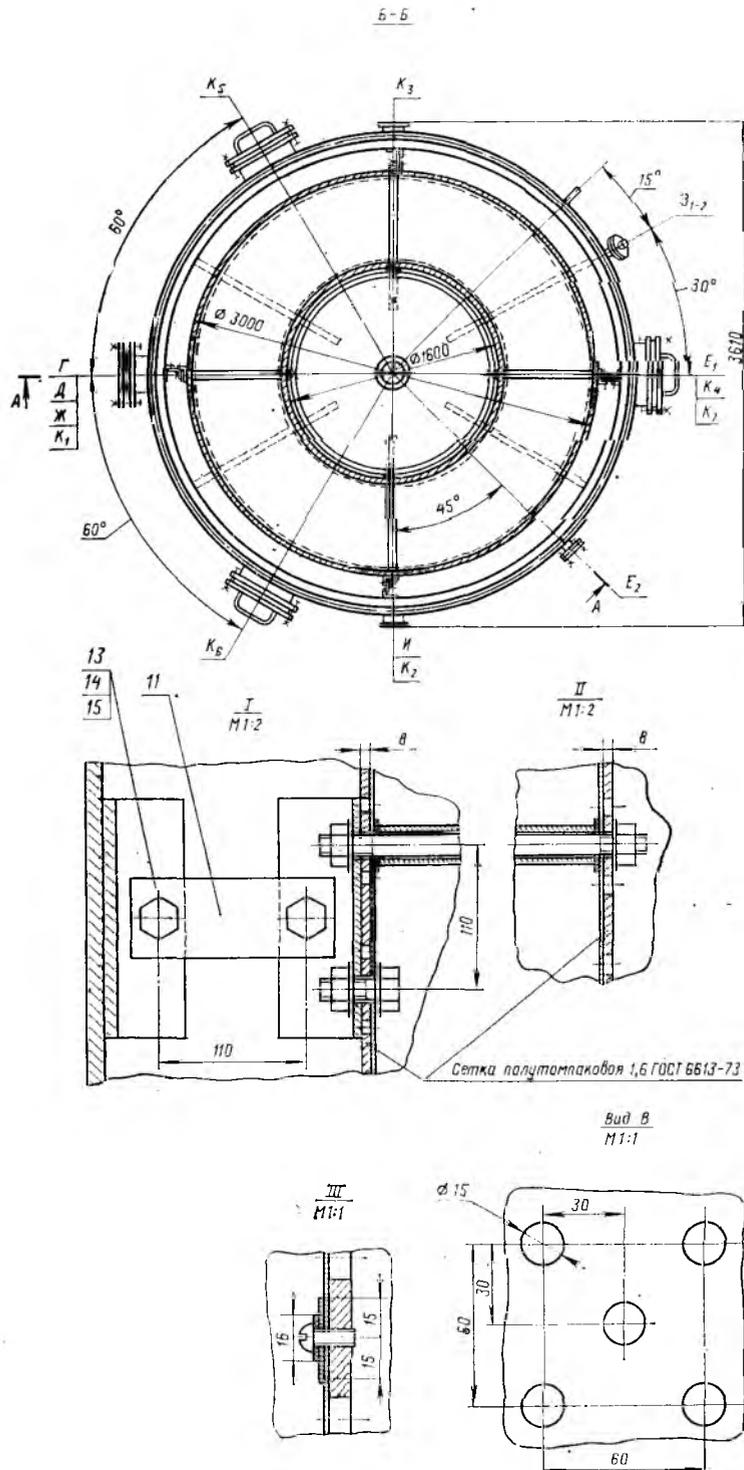
Обозначение	Наименование	кол.	Прочность условная D_u МПа	Давление рабочее P_r МПа
Г	Вход паровоздушной смеси	1	150	0,25
Д	Выход отработанного воздуха	1	150	0,25
Е ₁₋₂	Для предохранительного клапана	2	80	0,25
Ж	Выход конденсата	1	32	0,25
З ₁₋₂	Для гильзы термометра	2	25	2,5
И	Люк	1	800	0,3
К ₁₋₇	Люк	7	400	0,3

Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для улавливания из газовой смеси паров бутилацетата.
2. Количество адсорбента - 26,8 м³.
3. Производительность по исходной газовой смеси 8,33 м³/с.
4. Начальная концентрация бутилацетата в газовой смеси $8,2 \cdot 10^{-3}$ кг/м³, конечная - $0,4 \cdot 10^{-3}$ кг/м³.
5. Давление в аппарате до 0,05 МПа.
6. Температура в аппарате при адсорбции 30°С, при десорбции 115°С.
7. Среда в аппарате токсичная, взрывоопасная.
8. Адсорбент - активный уголь марки АР-17.

Технические требования

1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - а) Госстандарта СССР;
 - б) ГОСТ 12.2.003-74 „Оборудование производственное. Общие требования безопасности“;
 - в) ГОСТ 26.231-79 „Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования“.
2. Материал аппарата - сталь 18Н10Т ГОСТ 5949-61. Материал свары - сталь 8Ст 3сп ГОСТ 380-71. Материал прокладок - паронит ПОН-1 ГОСТ 481-71.
3. Аппарат испытывать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении под давлением 0,225 МПа, в вертикальном положении - наливом.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОН 26-01-71-68 „Сварка в химическом машиностроении“.
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенографически.
6. Действительное положение штуцеров, цапф, штырей см. на разрезе Б-Б.
7. Не указанные вылет штуцеров 120 мм.
8. Размеры для справок.

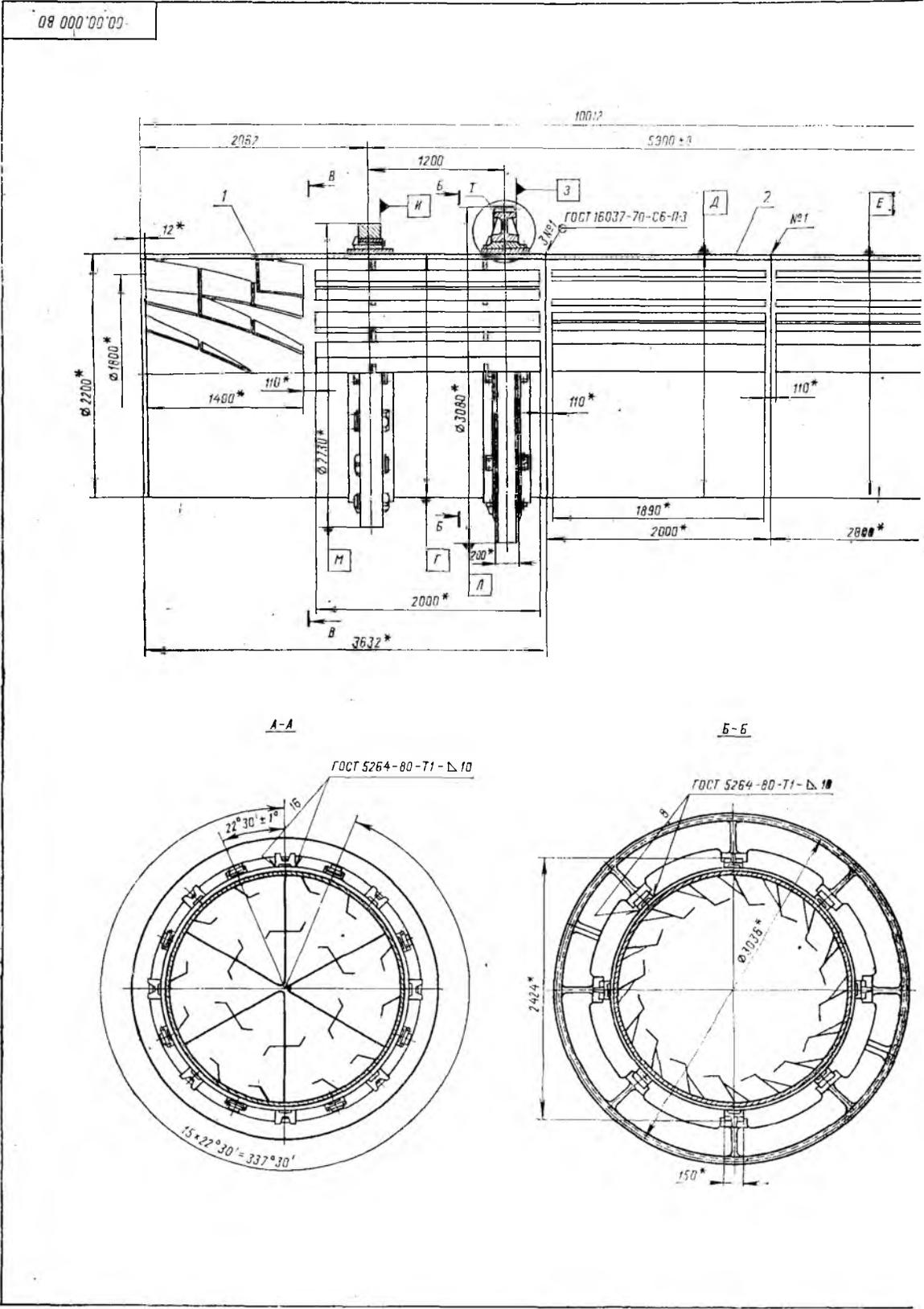


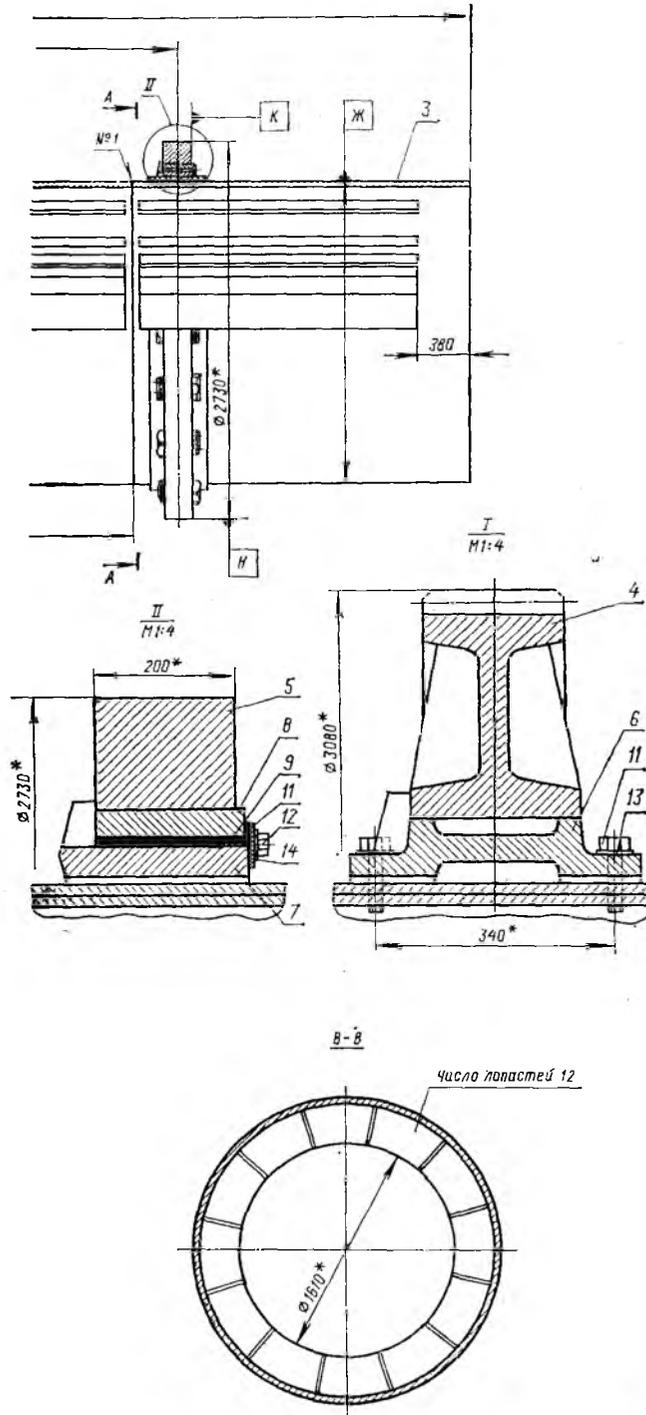
Лаз.	Обозначение	Наименование	кол.	Масса 1шт.	Наименование и марка материала	Примечание
1		Корпус	1			
2		Корзина	1			
3		Крышка	1			
4		Крышка люка	1			
5		Кюльшка люка	7			
6		Гильза	1			
7		Гильза	1			
8		Фланец	2		18Н10Т $D_u=150$	
9		Фланец	2		18Н10Т $D_u=80$	
10		Фланец	1		18Н10Т $D_u=32$	
11		Планка	4		18Н10Т	
12		Штырь	2		Сталь Ст3	
13		Болт М12×40.56.019 ГОСТ 7798-70	8		Сталь 35	
14		Гайка М12.5.019 ГОСТ 5915-70	8		Сталь 20	
15		Шайба 12-01.019 ГОСТ 11371-68	8		Сталь Ст3	

00.00.000 80

Контр.	Исполн.	Провер.	Эконтр.	Руч.	Н.контр.	Шт.	Масса	Масштаб
								1:20
							Лист	Листов 1

Адсорбент кольцевой. Чертеж общего вида.





Технические требования.

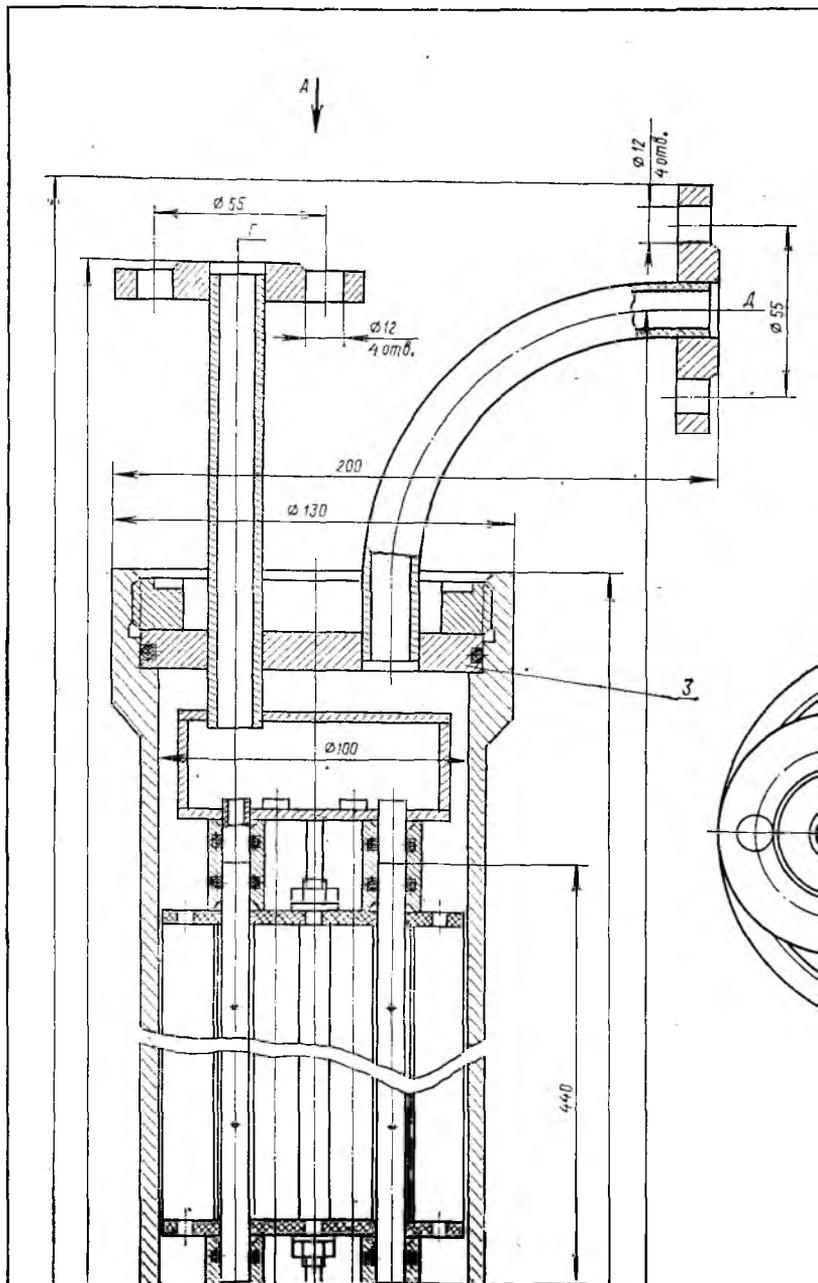
- При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - ГОСТ 12.2.003-74 «Оборудование производственное. Общие требования безопасности»;
 - ГОСТ 26.231-73 «Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования».
- Материал деталей корпуса барабанной сушилки — сталь В Ст 3 сп ГОСТ 380-71.
- Сварные соединения должны соответствовать требованиям ВН 26-01-76-68 «Сварка в химическом машиностроении».
- Допуск радиального биения поверхностей относительно общей оси поверхностей Г, Д, Е и Ж — 5 мм.
- Допуск радиального биения поверхностей М и Н относительно общей оси поверхностей Г, Д, Е и Ж — 3 мм.
- Допуск радиального биения поверхности Л относительно общей оси поверхностей М и Н — 4 мм.
- Допуск полного торцевого биения поверхностей И и К относительно общей оси поверхностей Г, Д, Е и Ж — 2 мм.
- Допуск полного торцевого биения поверхности З относительно общей оси поверхностей Л и Н — 2 мм.
- Не указанные предельные отклонения размеров $\pm t/2$.

Примечания:

- * Размеры для справок.
- Чертеж разработан на основании ВСТ 26-01-437-78.

Поз.	Обозначение	Наименование	кол.	Масса шт.	наименование и марка материала	Примечание
1		Секция	1			
2		Секция	2			
3		Секция	1			
4		венец зубчатый	1			
5		Вандаж	2		Сталь 40	
6		Башмак	8		Сталь 30	
7		башмак	32		Сталь 30	
8		Подкладка	32		Сталь Ст 3	
9		Прокладка	96		Сталь Ст 3	
10		Планка	32		Сталь Ст 3	
		Болты ГОСТ 7799-70			Сталь 35	
11		M22 x 80. 56. 05	32			
12		M16 x 30. 56. 05	64			
13		Шайбы ГОСТ 11371-78			Сталь Ст 3	
13		22. 01. 05	32			
14		16. 01. 05	64			

				00.00.000 В0	
Изм.	Испол.	№ докум.	Изд.	Место	Корпус барабанной сушилки. Чертеж общего вида.
Разраб.					Лист 1 из 20
Провер.					Лист 1 из 20
Т.контр.					
Рук.					
И.контр.					
Этп.					



00.00.000.00

Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Проход условный D, мм	Давление условное P, МПа
В	Вход исходного раствора	1	10
Г	Выход фильтрата	1	10
Д	Выход концентрата	1	10

Техническая характеристика

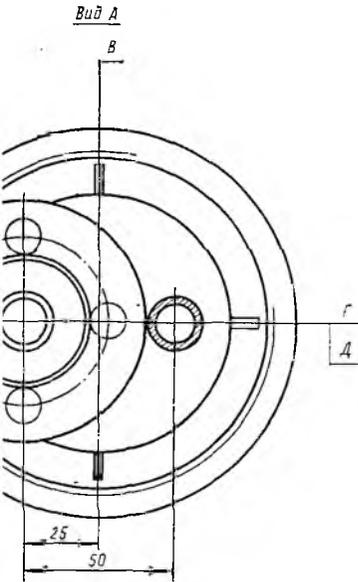
1. Аппарат предназначен для концентрирования водного раствора CaCl_2 от 0,8 до 3,2 % (масс.).
2. Рабочий объем аппарата 0,12 м³.
3. Производительность по исходному раствору 2,5-10⁻² кг/с.
4. Площадь мембран в модуле 3,3 м².
5. Площадь мембран в аппарате 3,9 м².
6. Рабочее давление 5 МПа.
7. Рабочая температура 25°С.

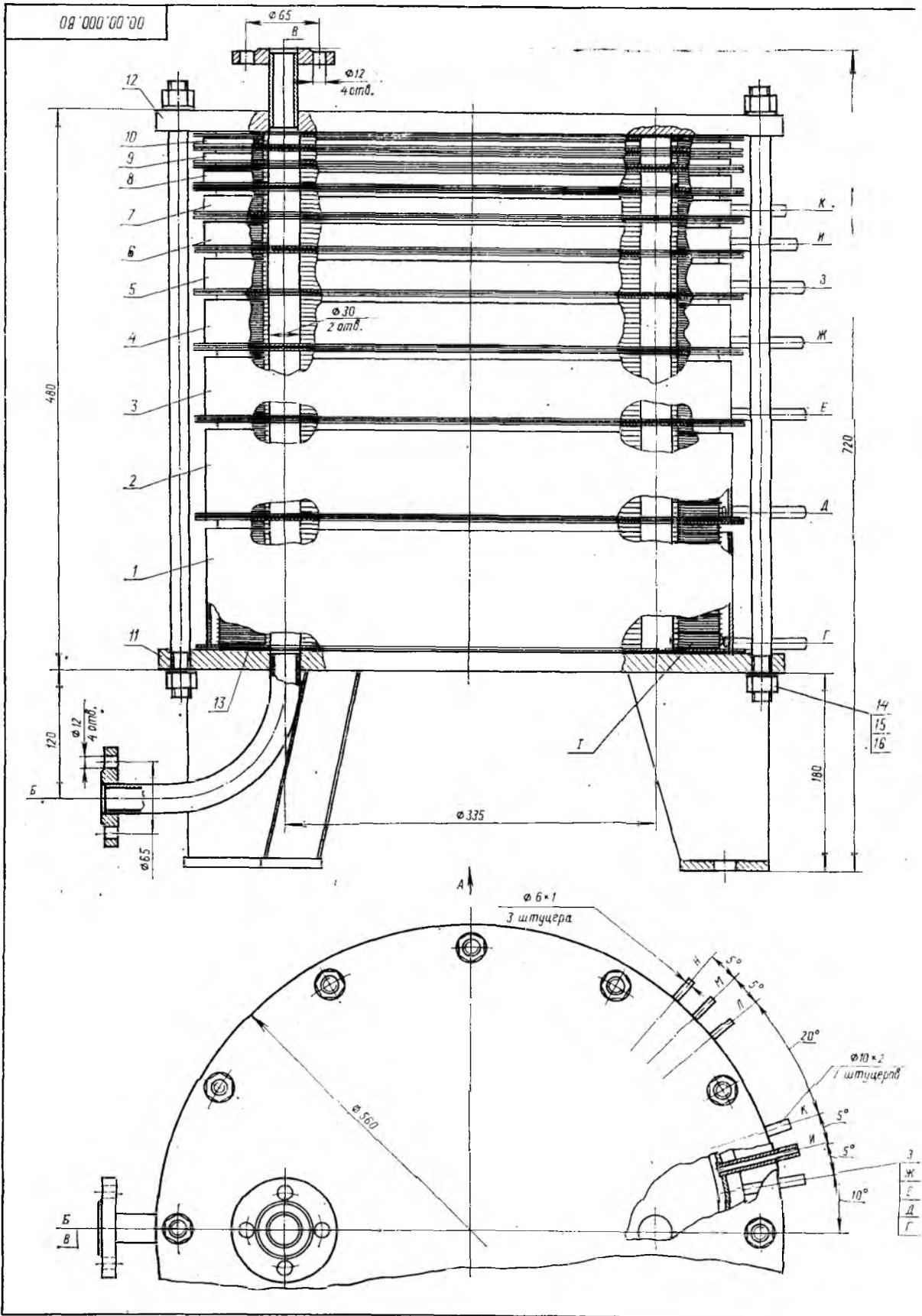
Технические требования

1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
 - а) Госгартехнадзора СССР.
 - б) ГОСТ 12.2.003-74 „Оборудование производственное. Общие требования безопасности“.
 - в) ГОСТ 26-291-79 „Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования“.
2. Материал мембран - ацетатцеллюлоза, дренажного слоя - капронная ткань, сепаратора - капронная сетка, материал рамок модулей - динилпласт ВМ-5 ГОСТ 9639-71, материал труб модулей сталь 18Н10Т ГОСТ 5949-61. Остальные сборочные единицы и детали - из стали 20, ГОСТ 1050-74 и ВСт 3сп4 ГОСТ 380-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически под давлением 7,5 МПа.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ГОСТ 26-01-71-68 „Сварка в химическом машиностроении.“ Сварку стали 20 и ВСт 3сп4 произвести электродами марки АНО-5-3,0-2 ГОСТ 9467-75.
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопробойным.

Примечания:

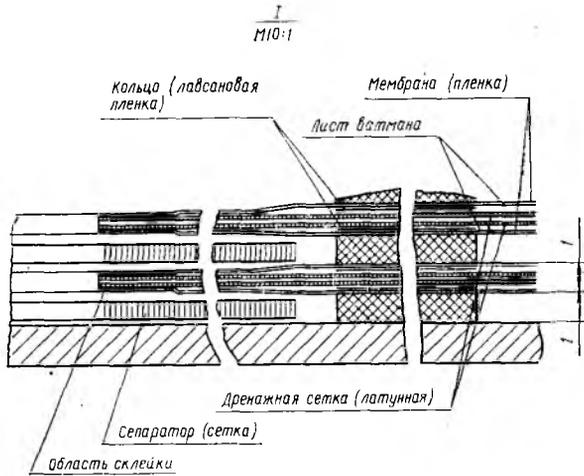
1. Размеры для справок.
2. В сечении Б-Б пять штуцеров условно не показаны.





Техническая характеристика

1. Предназначен для концентрирования миоглобина от 0,015 до 0,15 % (масс.).
2. Рабочий объем аппарата 0,05 м³.
3. Производительность по исходному раствору 0,2 кг/с.
4. Площадь мембран во всех 10 секциях 33,6 м².
5. Рабочее давление 0,3 МПа.
6. Рабочая температура 25 °С.



Технические требования

1. При изготовлении, испытании и установке аппарата должны выполняться требования:
 - а) Госгортехнадзора;
 - б) ГОСТ 122003-74 „Оборудование производственное. Общие требования безопасности“;
 - в) ОСТ 26-291-79 „Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования.“
2. Материал мембран – ацетатцеллюлоза, колец – лавсановая пленка, сепаратора – капроновая сетка. Прокладочные листы – из ватмана марки В ГОСТ 5.306-69, дренажная сетка – из латуни Л68 ГОСТ 15327-70. Прокладки между фильтрующими элементами – из паронита ГОСТ 481-71, прокладки между секциями – из резины ТМКЦ-Т ГОСТ 7336-77. Стальные сварочные единицы и детали – из стали 20, ГОСТ 1050-74 и в Ст 3 сл 4 ГОСТ 380-71.
3. Аппарат испытать на прочность и герметичность гидравлически под давлением 0,45 МПа.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОН 26-01-71-68 „Сварка в химическом машиностроении.“ Сварку стали 20 и в Ст 3 сл 4 произвести электродами марки АНО-5-3,0-2 ГОСТ 9467-75.
5. Сварные швы в объеме 100 % контролировать рентгенопрозрачно.
6. Размеры для справок.

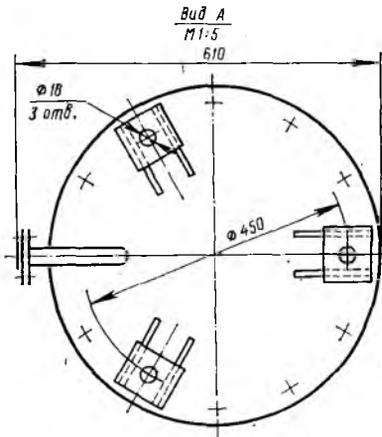


Таблица штучеров

Обозначение	Наименование	Кол.	Проход условный D _y , мм	Давление условное P _y , МПа
Б	Вход исходного раствора	1	20	0,6
В	Выход концентрата	1	20	0,6
Г	Выход фильтрата	1	6	—
Д	Выход фильтрата	1	6	—
Е	Выход фильтрата	1	6	—
Ж	Выход фильтрата	1	6	—
З	Выход фильтрата	1	6	—
И	Выход фильтрата	1	6	—
К	Выход фильтрата	1	6	—
Л	Выход фильтрата	1	4	—
М	Выход фильтрата	1	4	—
Н	Выход фильтрата	1	4	—

Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса шт	Наименование и марка материала	Примечание
1		Секция	1			
2		Секция	1			
3		Секция	1			
4		Секция	1			
5		Секция	1			
6		Секция	1			
7		Секция	1			
8		Секция	1			
9		Секция	1			
10		Секция	1			
11		Крышка нижняя	1			
12		Крышка верхняя	1			
13		Прокладка	11		Резина ТМКЦ-Т	
14		Шпилька	12		Сталь 35	
15		Гайка М16.6.016. ГОСТ 5915-70	24		Сталь 35	
16		Шайба 16.04.016. ГОСТ 11371-78	24		Сталь 35	

00.00.000.00					
Изм.	Исполн.	Нач. отд.	Вед. инж.	Дир. отд.	Аппарат ультрафильтрации плоскостранного типа. Чертеж общего вида
Лист	Масса	Масштаб	1:2		
Лист	1	Листов	1		

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абсорберы**
насадочные, расчет 103 сл.
схема расчета 112
тарельчатые 108 сл., 114 сл.
- Абсорбционная установка**
аппараты см. Абсорберы
расчет 103 сл.
схема принципиальная 103
— технологическая 218, 219
- Абсорбционная холодильная машина**
параметры узловых точек процесса в диаграмме $i-x$ 185, 189
подбор оборудования 191
расчет потоков и тепловых нагрузок на аппараты 190, 191
— холодильного цикла 185, 189, 190
— энергетической эффективности 191, 192
сравнение с компрессорной паровой холодильной машиной 192, 193
энергетические показатели 191
схема 184, 185
- Адсорберы**
с движущимся слоем поглотителя 159, 160
кольцевой, чертеж общего вида 258, 259
с неподвижным слоем поглотителя 156 сл.
с псевдооживленным слоем поглотителя 161, 162
- Адсорбционная установка**
аппараты см. Адсорберы
расчет 149 сл.
схема принципиальная 147
— технологическая 224, 225
холодильная см. Адсорбционная холодильная установка
- Активная поверхность насадки 106**
- Активные угли, характеристики и области применения 148**
- Аппараты выпарные 238 сл.**
- Аппарат обратного осмоса с рулонными элементами**
принципиальная схема 197
расчет 195 сл.
чертеж общего вида 262, 263
- Аппарат ультрафильтрации с плоскопараллельной укладкой мембран**
принципиальная схема 203
расчет 201 сл.
чертеж общего вида 264, 265
- Бандаж, схема расчета 83**
- Барабанные сушилки**
материальный и тепловой балансы 163, 164, 166
определение параметров отработанных газов 164, 165
— топочных газов на входе в сушилку 163, 164
расчет основных размеров сушильного барабана 82 сл., 165 сл.
среднее время пребывания материала 168
схема принципиальная 163
— расчета 168
— технологическая 226, 227
технические характеристики 167
типы внутренних распределительных систем 165, 167
угол наклона барабана 168
чертеж общего вида 260, 261
- Барометрические конденсаторы**
расчет 93
типы и основные размеры 101
- Болтовые соединения, расчет 78**
- Брызгоулов**
с тарелок абсорбера 111
в тарельчатой ректификационной колонне 133, 134
уравнение расчета 19
- Вакуум-выпарные насосы**
расчет производительности 94
техническая характеристика 101
- Вентиляторы 13 сл.**
- Вентиль, коэффициент сопротивления потоку 10**
- Вихревые насосы 14**
- Время пребывания материала в барабанной сушилке 168**
- Вспомогательное оборудование**
адсорбционных установок 156, 160
холодильных установок 177, 178
- Выбор**
аппарата в установках для концентрирования растворов 196, 197, 202 сл.
дисперсной фазы при экстракции 137
конденсатоотводчиков 24
- Выбор**
конструкционных материалов аппарата 76, 90
маслоотделителей для аммиачного контура 178
мембраны в установках для концентрирования растворов 195, 196, 201, 202
насосов для циркуляции хладоносителя в холодильной установке 179
оборудования абсорбционной холодильной установки 190, 191
оптимального нормализованного теплообменного аппарата 39 сл.
оптимальной конструкции тарелок 108
— ректификационной колонны 135, 136
рабочего флегмового числа 62
размера насадки 126
расстояния между тарелками 111, 112
скорости газов в насадочном абсорбере 105
— — в сушильном барабане 165
— паров в ректификационной колонне 127
— среды в адсорбере 67
— электродвигателя насоса 12
- Выпарная установка**
принципиальная схема 86
расчет 87 сл.
технологическая схема 216, 217
типы аппаратов см. Выпарные тарельчатые аппараты
- Выпарные тарельчатые аппараты**
выбор конструкционных материалов 90
типы и назначение 96
с естественной циркуляцией 96, 97
с принудительной циркуляцией 98
пленочные 99
основные размеры и технические характеристики 96 сл.
расчет 87 сл.
- Высота**
абсорберов 107
барометрической трубы 93
всасывания насоса 12
газо-жидкостного слоя на провальной тарелке 110, 111
единицы переноса (ВЕП) 51
насадки в ректификационной колонне 128
насадочной ректификационной колонны 130
плоского фланца 78, 79
плоской крышки 79
псевдооживленного слоя 11, 12
рабочей зоны экстракционной распылительной колонны 143
светлого слоя жидкости
на ситчатой тарелке при ректификации 132
на тарелке абсорбера 110, 111
сепарационного пространства в тарельчатой ректификационной колонне 134
слоя сорбента 67, 72
тарельчатой ректификационной колонны 135
эквивалентная теоретической ступени (ВЭТС) 53
- Вязкость паров в ректификационной колонне 129**
- Газовый подъемник (эрлифт) 160**
- Газодувки, техническая характеристика 15**
- Газосодержание барботажного слоя 111**
- Гидравлическое сопротивление**
абсорберов насадочных 107, 108
— тарельчатых 112
аппаратов с насадкой 11
— обратного осмоса 200, 201
— полых 11
— с текущей пленкой жидкости 18
— ультрафильтрации 205, 206
кожухотрубчатых теплообменников 33, 34
насадки орошаемой и сухой
при абсорбции 108
при ректификации 130
насадочных ректификационных колонн 130, 131
пластинчатых теплообменников 35
сушилки с псевдооживленным слоем 171, 172
тарелок орошаемых 112
— «сухих» 12, 112
тарельчатых ректификационных колонн 135
трубопроводов 9
- Гидродинамическая депрессия 87**
- Гидростатическая депрессия 87, 88**
- Градири системы оборотного водоохлаждения, подбор и расчет 179 сл.**

- Графический метод построения кинетической кривой абсорбции**
- Графический расчет**
 объем числа единиц переноса 128
 тарелчатых аппаратов 111
 теоретических ступеней сорбции и экстракции 45, 46, 57
 ректификации 62
- Давление пара в барометрическом конденсаторе** 87
- Движущая сила процесса** 53, 104, 109, 166
- Движущие потоки**
 барботажные 17
 противоточные 19
 второго рода 17
 гидродинамические параметры 17 сл.
 перед подачей 17
 при непрерывном течении жидкостей 18
- Десорбция** 60
- Диаграмма состояния**
 азеотропная 186, 187
 водно-молочного раствора 188
 воздуха в вентиляционной градирне 180
 влажного воздуха 165, 169
- Диаметр**
 абсорбера 106, 110
 барометрического конденсатора 93, 101
 выходящих аппаратов 96 сл.
 окислительности болтов 78
 пускового при барботаже 17
 ректификационной колонны с ситчатыми тарелками 131
 трубопроводов 9, 10
- Днища аппаратов**
 конические 78
 плоские 78
 способом изготовления 77
 эллиптические и сферические 77
- Допускаемая нагрузка на единицу условной поверхности разделения** 81
- Допускаемое напряжение на смятие** 83
- Единые измерения концентраций и расходов при абсорбции и жидкостной экстракции** 43
- Жидкостная экстракция**
 расчет 42 сл.
 установка см. Экстракционная установка
- Загрязняющие устройства пневмотранспорта** 160
- Задвижка** коэффициент сопротивления потоку 10
- Изгибающий момент барабана и бандажа** 83
- Изотерма адсорбции**
 активированным углем 69
 бензола из воздуха 149
- Изотерма Лэнгмюра** 73, 75
- Индикаторный коэффициент полезного действия холодильных компрессоров** 176
- Интенси́вность (скорость) массопереноса** 50, 51, 65 сл.
- Испарительная характеристика** 149
- Испарители кожухотрубчатые**
 конструкции 25 сл.
 пример расчета 37, 38
 холодильных установок, подбор и расчет 177
- Кажущаяся высота единицы переноса** 53, 54
- Капитальные затраты**
 на выпарную установку 94
 на ректификационные колонны 135
- Кинетический коэффициент** 74
- Кинетический коэффициент** 74
- Кинетический коэффициент** 74
- Клапанные тарелки**
 брызгоунос 111
 высота светлого слоя 111
 рабочая скорость газа 110
 техническая характеристика 122, 123
 число ячеек полного перемешивания 133
- Распределения капель дисперсной фазы в экстракторе** 140, 141
- Кожухотрубчатые теплообменники**
 испарители см. Испарители кожухотрубчатые
 конструктивные схемы 80
 масса 27, 28
- Кожухотрубчатые теплообменники**
 параметры 25 сл.
 типы 23 сл.
- Колонны**
 абсорбционная, чертеж общего вида 246, 247
 ректификационная с клапанными тарелками, чертеж общего вида 252, 253
 — с клапанными тарелками, чертеж общего вида 250, 251
 — с колпачковыми тарелками, чертеж общего вида 248, 249
 — с ситчатыми тарелками, чертеж общего вида 254, 255
- Колпачковые тарелки**
 брызгоунос 111
 высота светлого слоя 111
 рабочая скорость газа 110
 техническая характеристика 114 сл.
 число ячеек полного перемешивания 133
- Компенсаторы температурных удлинений** 81, 82
- Компрессоры**
 индикаторный к. п. д. 176
 коэффициент подачи 176
 расчет холодопроизводительности 182 сл.
 холодильных установок, подбор и расчет 175 сл.
- Конденсатороотводчики, выбор** 24
- Конденсаторы**
 барометрический 93, 101
 кожухотрубчатые
 конструкции 24 сл.
 пример расчета 36, 37
 расчет тепловой нагрузки 182
 холодильных установок, подбор и расчет 177
 чертеж общего вида 234, 235
- Конические днища, расчет** 78
- Коррозионная проницаемость** 76
- Коэффициент**
 аффинности 149
 диффузии см. Коэффициент диффузии
 избытка воздуха при сгорании топлива 164
 кинетический 74
 линейного расширения сталей 81
 массоотдачи см. Коэффициент массоотдачи
 массопередачи
 при абсорбции 51, 52
 при адсорбции 66
 в насадочном абсорбере 104, 105
 местных сопротивлений
 в кожухотрубчатом теплообменнике 33
 в трубопроводах 9, 10
 орошения (избытка флегмы) 126
 ослабления обечайки, днища и решетки отверстиями 77, 78, 80
 подачи холодильных компрессоров 176
 полезного действия см. Коэффициент полезного действия
 продольного перемешивания
 при абсорбции 53
 в насадочной колонне 54
 в тарельчатой колонне 64
 смачиваемости насадки 106
 сопротивления
 насадок орошаемых 108
 — сухих 130
 тарелок орошаемых 112
 — сухих 12
 при пленочном течении жидкости 18
 теплоотдачи
 в сушилках с псевдооживленным слоем 171
 в теплообменных аппаратах 21 сл.
 теплопередачи
 в барабанной сушилке 166
 в сушилке с псевдооживленным слоем 171
 в теплообменных аппаратах 20, 21
 трения в кожухотрубчатых теплообменниках 33
 — в трубопроводах 9
- Коэффициент диффузии**
 водяных паров в сушилке 170
 в порах при адсорбции 65, 66
 при ректификации 129, 130
 углеводородов в газе 107, 143
 эффективный 66
- Коэффициенты массоотдачи**
 при абсорбции 51, 52
 при адсорбции 65, 66
 в барабанной сушилке 165
 в жидкой и паровой фазе ректификационной колонны 132
 в насадочном абсорбере 106, 107
 в сушилке с псевдооживленным слоем 170

- Коэффициенты массоотдачи
в тарельчатом абсорбере 110, 111
в псевдооживленном слое сорбента 150
при экстракции 140, 141, 143
- Коэффициент полезного действия
вентиляторов 14, 15
колпачковых тарелок 63
насосов 12, 13
холодильных компрессоров 176
эксергетический 183
электродвигателя вентилятора 15
— насоса 12 сл.
- Критерий
Архимеда 12
Вебера 142
Нуссельта 22, 23
Нуссельта диффузионный 107
Рейнольдса
для аппаратов с зернистым слоем 11
при барботаже 17
для газа в ректификационной колонне 130
при гладком трении в трубопроводах 9
— смешанном трении в трубопроводах 9
для начала псевдооживления 11, 12
при пленочном течении жидкостей 18
для свободного витания частиц 12
- Критическая скорость истечения капель из отверстий распределителя 142, 143
Критическая частота вращения вала мешалки 85
Крутящий момент
барабана 83
на валу мешалки 84
Крышки, типы и расчет 79
- Линейная изотерма адсорбции 69 сл.
Локальная эффективность ступени 55, 56, 64, 132
- Максимальная степень извлечения при адсорбции 44
Масса
колонных аппаратов 136
поглощаемого вещества в насадочном абсорбере 103, 104
теплообменников 27 сл.
циркулирующего раствора в выпарном аппарате 88, 89
- Материальный баланс
адсорбции и жидкостной экстракции 43, 44
адсорбции 65
ректификации 58, 126 сл.
сушки 163, 164, 170
- Межфазная поверхность (поверхность контакта фаз)
при барботаже 17
в массообменных аппаратах 50
- Мембранные установки для концентрирования растворов
с применением обратного осмоса см. Установки обратного осмоса
с применением ультрафильтрации см. Установки ультрафильтрации
- Мембраны
выбор 195, 196, 201, 202
истинная селективность 195, 201, 202
марки и характеристики 195, 201
приближенный расчет рабочей поверхности 196, 202
расчет наблюдаемой селективности 198, 199, 205
уточненный расчет поверхности 199, 200, 205
ацетатцеллюлозные 195
ультрафильтрационные 201
- Местные сопротивления трубопроводов 9, 10
Минимальная толщина стенок колонного аппарата 113
Минимальное флегмовое число 62, 126
Минимальный диаметр вала мешалки 84
Модифицированное уравнение массопередачи 128
Модуль упругости сталей 77
Момент сопротивления бандажа 83
- Нагрузка
на единицу условной поверхности развальцовки 81
на фланец приведенная 78
на холодильную машину 175
- Напор
вентилятора 14
насоса 12
- Насадки
активная поверхность 106
выбор 105
- Насадки
коэффициент сопротивления 108
плотность орошения 106
типов 104
характеристики 105
- Насосы
области применения 13, 14
осевые 12, 14
поршневые 12, 13
пример расчета 15, 16
центробежные
для циркуляции хладоносителя в холодильной
- Номинальные допустимые напряжения для стали
Нормальный ряд диаметров колонн 106
- Обечайки, способы изготовления 76, 77
Обобщенные критериальные уравнения для расчетов массоотдачи на тарелках 132
Обратный осмос и ультрафильтрация 194
Общая высота единицы переноса 51, 129, 130
Общее число единиц переноса 51, 53
в абсорбере с псевдооживленным слоем 151
в ректификационной колонне 128, 129
Объем барабанной сушилки 165
Объемная производительность вакуум-насоса 94
Объемное напряжение по влаге
в барабанной сушилке 166, 167
в сушилке с псевдооживленным слоем 172
Объемный коэффициент массопередачи 66
в абсорбере с псевдооживленным слоем 150
в газовой фазе при адсорбции 153
Опоры аппаратов, типы и расчет 79, 80
Оптимальное число корпусов выпарной установки
Оптимальный диаметр трубопроводов 10
Оптимальный расход экстрагента (абсорбента) 48
Осевая сила в месте закрепления трубы в решетке
Осевой момент инерции кольцевого сечения барабана
Осевые насосы 14
Основное уравнение
массопередачи 103
теплопередачи 20, 87
«Осциллирующие» капли 137, 141
- Параметры узловых точек цикла
абсорбционной холодильной машины 189
компрессионной холодильной машины 175
Паровая компрессионная холодильная установка
схема 173, 174
сравнение с абсорбционной холодильной машиной
расчет холодильного цикла 174, 175
подбор холодильного оборудования 175 сл.
энергетические показатели 184
эксергетический к. п. д. 183
тепловой баланс 177
выбор вспомогательного оборудования 177, 178
расчет коммуникаций 178
— контура хладоносителя 178, 179
— системы оборотного водоохлаждения 179, 180
— тепловой изоляции 181
— энергетической эффективности 181 сл.
схема циркуляции хладоносителя 179
- Паросодержание барботажного слоя на ситчатой тарелке
ректификации 132
Парциальное давление водяных паров в сушильном баке
Перевалочные устройства барабанных сушилок 165,
Переточное устройство 161
Питатели абсорберов 159, 160
Пленочное течение жидкостей 18, 19, 23
Пленочные выпарные аппараты 88
Плоские днища 78
Плотность жидкости и пара в ректификационной колонне
Плотность орошения 106, 110, 130
Площадь переливных устройств тарелок 111
Плунжерные насосы с регулируемой подачей 14
Поверхность
контакта фаз см. Межфазная поверхность
массопередачи в абсорберах 103, 107
теплопередачи
в выпарных аппаратах 87 сл.
в теплообменных блочных графитовых 32
— пластинчатых 30
— спиральных 31
— «труба в трубе» 29
частиц удельная 11

мощность насоса 12
разность температур в выпарном аппарате 91
частиц сорбента 66
оживленного слоя 11, 12
сорбента 66
щит в сушилке 170
ы адсорбции по коэффициентам аффинности 152, 153
теской линии тарельчатой ректификационной ко-
134
и линии сушки 165, 169
вления
татах с зернистыми слоями 11
ботаже 17
проводах 9
кучести сталей 77, 78
я скорость газа
берах 105, 110
фикационной колонне 127, 128
к номинальной толщине детали с учетом коррозии
...ые затраты 39, 135
ительность
насосов 94, 101
ессоров 176
тельность стадий адсорбции—десорбции 67, 153, 154
ое перемешивание
дсорбции 67
онных аппаратах 53, 56
и, расчет 78
концентраций 68, 71, 72, 74, 75
ь сварных швов 80
вое кипение 23
площадь тарелок в абсорберах 111
линии процесса ректификации 127
ные данные
сорбции на активированных углях 147
истемы ацетон—вода 59
ное распределение брома между водой и тетрахлоридом
56
чное устройство для сорбента 160
а)
ь углеводородной фазы в экстракторе 139, 140, 143, 144
ных зон экстракторов 141, 143, 144, 146
ного барабана 165 сл.
ение
траций и расходов по теоретическим ступеням при
фикации смеси ацетон—вода 62
ной разности температур в корпусах выпарной уста-
91, 92
ратур при теплопередаче в выпарном аппарате 90
делительные системы барабанных сушилок 165, 167
делительные тарелки для сорбента 160
живающее усилие в болтах 78
орбента 150
за критический при барботаже 17
жающей воды в барометрическом конденсаторе 93
лотителя в насадочном абсорбере 103, 104
ильного агента в сушилке 164, 165, 167, 169
ла на сушку 164, 165
аляемой влаги в сушилке 164, 168
орбера насадочного 103 сл.
тарельчатого
орбции паров n-гексана из смеси с метаном 45 сл.
орберов 66 сл. см. Расчет абсорберов
апаратов на прочность 76 сл.
арабанных аппаратов 82 сл.
ароматического конденсатора 93 сл.
ентиляторных градирен 179 сл.
ертикальных валов перемешивающих устройств 84, 85
ыпарной установки 86 сл.
исоты
апаратов с непрерывным контактом фаз 53
насадочных ректификационных колонн 63
псевдооживленного слоя в сушилках 170, 171
тарельчатой ректификационной колонны 131, 132
гидравлического сопротивления
абсорберов 107, 108
насадки при ректификации 130

Расчет

гидравлического сопротивления
мембранных установок 200, 201, 205, 206
тарелок ректификационной колонны 135
движущей силы абсорбции 104
диаметра
адсорбционного аппарата 154
противоточных колонн 48 сл.
ректификационной колонны для разделения смеси ацетон—
вода 62, 63
длины слоя адсорбента
коэффициента массопередачи
в абсорбере насадочном 104, 105
— тарельчатом 110
в тарельчатой ректификационной колонне 132 сл.
коммуникаций аммиачного контура холодильной машины 178
компенсаторов температурных удлинений 81, 82
контура хладоносителя холодильной компрессионной ма-
шины 178, 179
концентраций упариваемого раствора 87
коэффициентов теплопередачи выпарных аппаратов 90, 91
материальных потоков и тепловых нагрузок в абсорбцион-
ной холодильной установке 190, 191
межфазной поверхности массообменных аппаратов 50
минимального расхода абсорбента или экстрагента 48
опор аппаратов 79, 80
оптимального числа корпусов выпарной установки 94, 95
основных размеров сушильного барабана 165 сл.
паровой компрессионной холодильной установки 173 сл.
плотности газообразного топлива 163
поверхности теплопередачи выпарного аппарата 92
полезной разности температур в выпарном аппарате 89
производительности вакуум-насоса 94
профилей концентраций и выходных кривых адсорбции
67 (см. также Расчет абсорберов с неподвижным слоем сор-
бента)
рабочего флегмового числа 126, 127
рабочего цикла
абсорбционной холодильной машины 185, 189, 190
паровой компрессионной холодильной машины 174, 175
размеров капель дисперсной фазы в экстракторах 50, 139, 140
распределителя дисперсной фазы в распылительной ко-
лонне 142, 143
распылительной экстракционной колонны 141 сл.
ректификационной колонны 125 сл., 131 сл.
роторно-дискового экстрактора 144 сл.
систем оборотного водоохлаждения холодильных установок
179 сл.
скорости газа и диаметра абсорбера
насадочного 105, 106
тарельчатого 109, 110
скорости газа при десорбции 73
смесительно-отстойного экстрактора для извлечения брома
из водного раствора тетрахлоридом углерода 56 сл.
сушилки барабанной 163 сл.
— с псевдооживленным слоем 168 сл.
температур кипения растворов 87 сл.
тепловой изоляции холодильного оборудования 181
тепловой нагрузки в выпарном аппарате 89, 90
толщины днищ и обечеек 76 сл.
— тепловой изоляции выпарного аппарата 93
трубных решеток 80, 81
удельных тепловых потоков в абсорбционной холодильной
машине 190
фланцевых соединений 78, 79
числа реальных ступеней при абсорбции и жидкостной
экстракции 55 сл.
— тарелок в тарельчатом абсорбере 111
— теоретических ступеней
абсорбции и жидкостной экстракции 44 сл., 137 сл.
ректификации 58 сл.
энергетической эффективности холодильной установки
абсорбционной 191 сл.
компрессионной 181 сл.
Режимы работы насадочных колонн 126
Ресиверы, емкость 178
Расчет абсорберов
с движущимся слоем сорбента 154 сл.
с неподвижным слоем сорбента
при бесконечной скорости массопередачи 67 сл.
при линейной изотерме адсорбции 69 сл.
при постоянной скорости движения фронта адсорбции 74
при постоянном факторе разделения 73, 74
в установках периодического действия 151 сл.
с псевдооживленным слоем сорбента 147 сл.

- Ректификационная установка
 выбор оптимального варианта 135, 136
 с насадочной колонной 125 сл.
 принципиальная схема 125
 расчет 125 сл.
 с тарельчатой колонной 131 сл.
 технологическая схема 220, 221)
- Секционирование аппаратов в установке концентрирования растворов 197, 198, 203 сл.
- Сила
 взаимодействия между корпусом и трубами вследствие температурных напряжений 81
 закрепления труб в трубных решетках осевая 82
 сжатия прокладки 78
- Силикагели, характеристика 149
- Системы оборотного водоохлаждения холодильных установок 179 сл.
- Ситчатые тарелки
 брызгоунос 111
 высота светлого слоя 111
 гидравлическое сопротивление 112
 рабочая скорость газа 110
 техническая характеристика 117 сл.
 число ячеек полного перемешивания 133
- Скорость
 вращения вала мешалки 84
 газа в адсорбере с псевдооживленным слоем 150
 — в барабанной сушилке 165, 167
 при десорбции 73
 — при захлебывании аппарата 18
 движения адсорбента 154
 — фронта адсорбции 74, 75
 захлебывания в противоточной экстракционной колонне 138
 массопереноса при адсорбции 65 сл.
 начала псевдооживления 11
 пара при захлебывании ректификационной колонны 62, 63
 подъема пузырей при барботаже 17
 потока в трубопроводах 10
 — фиктивная 11
 свободного витания (уноса) 12
 свободного осаждения капель в экстракторе 137, 138, 142
 в сечении тарельчатой ректификационной колонны 131
 стекающей пленки жидкости при пленочном течении 18
 уноса (свободного витания) частиц в сушилке 168 сл.
- Способы закрепления вала мешалки 84, 85
- Сравнение технико-экономических показателей холодильных установок 192, 193
- Средние массовые нагрузки по жидкости и пару в ректификационной колонне 126, 127
- Средняя разность температур теплоносителей 20
- Статическая поверхность контакта фаз 50
- Степень
 извлечения целевого компонента 44
 концентрирования в аппарате обратного осмоса 195
- Суммарная фиктивная скорость фаз при захлебывании в экстракторах 138, 142, 144
- Суммарное напряжение в корпусе и трубах аппарата 82
- Сушилки барабанные см. Барабанные сушилки
- Сушилки с псевдооживленным слоем 169 сл.
- Сушильная установка
 с барабанной сушилкой см. Барабанные сушилки
 принципиальная схема 163
 расчет 163
 с сушилкой с псевдооживленным слоем см. Сушилки с псевдооживленным слоем
 технологическая схема 226, 227
- Сферические днища 77
- Схема расчета
 абсорбционных аппаратов 112
 бандажа и опорных роликов 83
 барабанной сушилки 168
 вала мешалки 84
 высоты абсорбционной колонны с учетом продольного перемешивания 54
 прямооточный вакуум-выпарной установки 94
 степени извлечения при заданном числе теоретических ступеней абсорбции 47
 теплообменных аппаратов 21
 толщины стенки барабанного аппарата 82
 числа теоретических ступеней
 абсорбции 43, 44
 ректификации бинарной 59
 — при постоянстве мольных расходов 61
- Схемы
 абсорбционной установки
 принципиальная 103
 технологическая 218, 219
 адсорбционно-десорбционного аппарата 161
 адсорбционной установки
 непрерывного действия с псевдооживленным слоем адсорбента 147
 периодического действия с неподвижным слоем адсорбента 151, 224, 225
 для разделения газовой смеси 159
 аппарата с плоскопараллельной укладкой мембран
 — ректификационного 58
 — рулонного типа 197
 барабанной сушильной установки 162, 163, 226,
 выпарной установки трехкорпусной 86, 216, 217
 противоточных аппаратов 43
 распределения концентраций в насадочном абсорбционном аппарате 144
 распылительной колонны 144
 ректификационной установки 125, 220, 221
 типовых питателей адсорберов 159
 установок для концентрирования растворов 194, 231
 холодильной установки абсорбционной 184, 185
 — паровой компрессионной 173, 174, 228, 229
 циркуляции хладоносителя в холодильной установке
 экстракционной установки 137, 222, 223
- Тарелки колонных аппаратов
 клапанные 122, 123
 колпачковые 114 сл.
 с насыпной насадкой 121
 решетчатые 120, 124
 ситчатые см. Ситчатые тарелки
 сравнительная характеристика 109
- Температурная депрессия 87, 88, 100
- Температурные компенсаторы 24, 25
- Температуры кипения растворов 87 сл.
- Тепловая изоляция холодильного оборудования, р.
- Тепловая нагрузка 20
- Тепловая проводимость загрязнений стенок 21
- Тепловой баланс
 ректификации 58
 сушилки барабанной 164
 — с псевдооживленным слоем 170
 холодильной установки 171
- Теплоемкость водных растворов ацетона 51
- Теплообменники
 блочные графитовые 31
 кожухотрубчатые
- Теплообменники
 конденсаторы 24, 234, 235
 конструктивные схемы 80
 масса 27, 28
 оптовые цены 39
 параметры 25 сл.
 с плавающей головкой 24, 26
 примеры расчета 32 сл., 37, 38
 типы 23 сл.
 с U-образными трубками 24, 25
 холодильники
- Теплообменники
 пластинчатые
 конструкции 29
 оптовые цены 40
 параметры 30, 31
 примеры расчета 34 сл.
- Теплообменники
 спиральные 31
- «труба в трубе»
 оптовые цены 39
 параметры 29
 типы и конструкции 28
 чертеж общего вида 232, 233
- Теплота
 испарения ацетона 59
 сгорания топлива 163
- Технические характеристики
 вентиляторов центробежных 5
 газодувок 15
 насосов 13, 14
 тарелок колонных аппаратов 113 сл.
- Толщина
 днищ эллиптических 77
 обечайки 77
 пленки жидкости в пленочных выпарных аппаратах 16

ры аппарата 79
овой изоляции выпарного аппарата 93
арабанного аппарата 82
решеток 80, 81
коэффициент сопротивления потоку 10
шетки 80, 81
ды
ого контура холодильной машины, расчет 178
ическое сопротивление 9, 10
ный диаметр 10
об размещения и крепление в трубной решетке 80

рость вращения вала мешалки 84
на барабана сушилки 168
верхность контакта фаз в массообменных аппаратах

пловая нагрузка в выпарном аппарате 90, 91
чая способность
50
асчета 57
кторах 138, 139, 143
дное витание) частиц 12, 168 сл.
(я)
137
ности термических сопротивлений 20, 21, 90
ых диффузионных сопротивлений 104, 132
него теплового баланса сушилки 164, 169
ости концентраций от длины слоя сорбента и вре-
Лэнгмюра 73, 75
ерепредачи модифицированное 165
ального баланса
орбции 43, 44, 103
орбции 65
аривания 87
тификации 58
пилки барабанной 163
с псевдооживленным слоем 170
й линии
сорбции 44
тификации 58, 61, 62
шки 164
а 106
га диаметра каплей дисперсной фазы 50, 139, 140
эфициента теплоотдачи 21 сл.
жальной эффективности ступени 55, 56
редельных скоростей фаз в экстракторе 138
тальпич. смесей цетона и воды 59
рфективности ступени по Мэрффи 50
ового баланса
тификации 58
шилки барабанной 164, 166
с псевдооживленным слоем 170
ого равновесия 44

чivosti вала мешалки 84
нджа на изгиб и смятие 83
33
туб при осевом сжатии 81
о осмоса
196, 197
5, 196
сопротивление, расчет 200, 201
ективность мембран, расчет 198, 199
схема 194
ность мембран, расчет 196, 199, 200
е аппаратов 197, 198
я схема 230, 231
рафильтрации
аны 201, 202
202 сл.
ная схема 201
одаемой селективности мембран 205
оверхности мембран 202, 205
вание аппарата 203 сл.

см. Абсорбционная установка
см. Абсорбционная установка
установка
растворов
ного осмоса и ультрафильтрации
ного осмоса и Установка ультра-

Установки

сушильная см. Сушильная установка
холодильная см. Холодильные установки
экстракционная см. Экстракционная установка
Устойчивость труб при осевом сжатии 81
Учет разрушающего действия среды на материал 76

Фактор

массопередачи для верхней части ректификационной
лонны 133
разделения при адсорбции 73, 74
формы частиц 11, 155
Физические свойства растворов 90, 100 206, 207
Фиктивная скорость
газа в адсорбере 71
начала псевдооживления в сушилке 169
Фланцевые соединения, расчет 78, 79
Флегмовое число 58, 62, 126
Формулы расчета
высоты крышки и фланца 79
гидродинамических параметров тарелок 110, 111, 132
диаметра барометрического конденсатора 93
— болтов 78
— вала мешалки 84
— фланца 78
изгибающего момента балки 83
коэффициента ослабления детали отверстиями 77, 80
— сопротивления насадок 108
критической частоты вращения вала мешалки 85
крутящего момента барабана 83
момента сопротивления бандажа 83
нагрузки на фланец 78
осевого момента инерции барабана 83
осевой силы закрепления труб в решетке 82
прочности сварных швов 80
распределенной нагрузки на барабан 83
растягивающего усилия в болтах 78
силы взаимодействия между корпусом и трубами 81
— сжатия прокладки 78
толщины днищ
— обечай 77
— ребра опоры 79
— стенки барабана 82
— тепловой изоляции выпарного аппарата 93
— трубной решетки 80, 81
числа болтов 78
— труб на диаметре трубной решетки 80
ширины бандажа и роликов 83
— прокладки 78

Характеристики и области применения активных углей

Характеристическая скорость 1⁰⁰

Холодильники кожухотрубчатые

конструкции 24 сл.

пример расчета 32 сл.

Холодильные установки

Холодильная см. Абсорбционная см. Холодильная установка

Компрессионная см. Паровая компрессионная холоди-

ческая установка

установка технико-экономический анализ 192, 193

сравнительная схема 228, 229

технический коэффициент идеальной машины 183

Холодильная теплота гидратации ионов 206

Химия

Центробежные насосы 13, 14

Целюлиты, характеристика 149

Цикл холодильной машины

абсорбционной 185

паровой компрессионной 175

Число

единиц переноса 51, 143

отверстий распределителя дисперсной фазы 142

отверстий перегородок кожухотрубчатых теплообме-

нителей 27, 34

тарелок в тарельчатом абсорбере 110, 111

теоретических ступеней при ректификации 58 сл.

труб на диаметре трубной решетки 80

— кожухотрубчатого теплообменника

расчетное 34

стандартное 25 сл.

ячеек полного перемешивания жидкости на