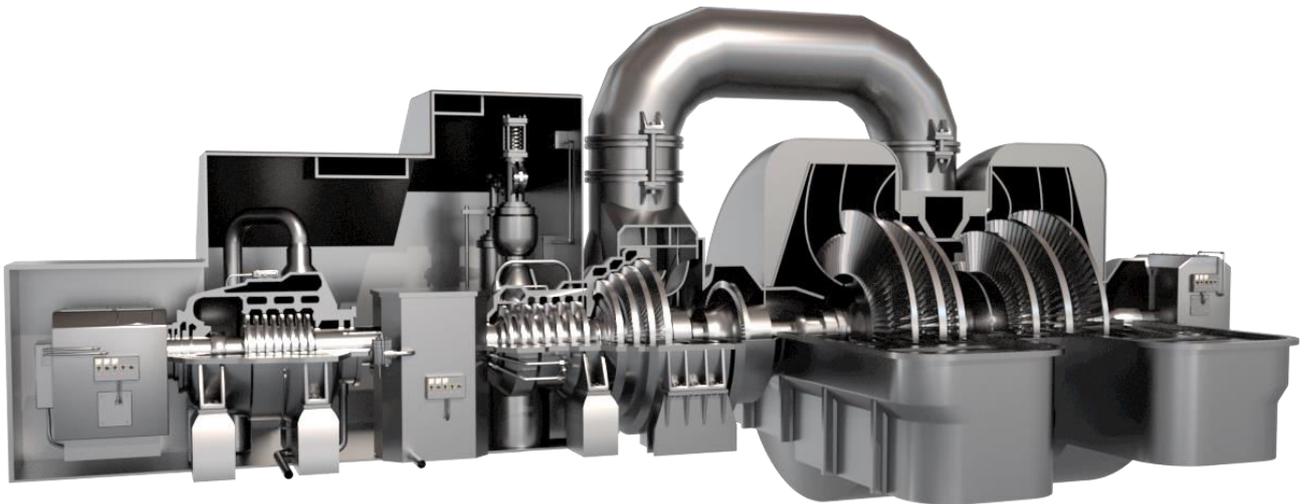


В.Г. ЗЛОБИН

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ. КОНСТРУКЦИЯ
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**



**Санкт-Петербург
2020**

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

В.Г. ЗЛОБИН

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ. КОНСТРУКЦИЯ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Санкт-Петербург
2020**

УДК 62-175

ББК 31/7

3 68

Злобин В.Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 1. Тепловые схемы. Конструкция: учебное пособие, ВШТЭ СПбГУПТД.-СПб., 2020. – 136 с. – ISBN 978-5-91646-203-6

В 1-й части учебного пособия изложены методики расчета и обоснования принципиальных и структурных тепловых схем тепловых и атомных электростанций. Приведены основные принципы конструирования и особенности конструкции современных паровых турбин. Описаны методики расчета на прочность диафрагм паровых турбин. Рассмотрено устройство, особенности конструкции и тепловой расчет конденсаторов паротурбинных установок.

Учебное пособие «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 1. Тепловые схемы. Конструкция» предназначено для магистров ВШТЭ направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», по профилю «Технология производства электрической и тепловой энергии». Материал, изложенный в учебном пособии, может быть использован при изучении дисциплин «Тепловые двигатели» и «Тепловые электростанции» бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Учебное пособие печатается в авторской редакции.

Рецензенты:

доцент кафедры энергетических установок ВУНЦ ВМФ РФ «Военно-морская академия имени Н.Г.Кузнецова», канд. техн. наук, доцент В.Ф.Горшков;
зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук, доцент С.Н. Смородин.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД.

ISBN 978-5-91646-203-6

©Высшая школа технологии и энергетики

СПбГУПТД, 2020

© Злобин В.Г., 2020

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

В.Г. ЗЛОБИН

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ. КОНСТРУКЦИЯ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Санкт-Петербург
2020**

УДК 62-175

ББК 31/7

3 68

Злобин В.Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 1. Тепловые схемы. Конструкция: учебное пособие/ВШТЭ СПбГУПТД.-СПб., 2020. – 136 с. – ISBN 978-5-91646-203-6

В 1-й части учебного пособия изложены методики расчета и обоснования принципиальных и структурных тепловых схем тепловых и атомных электростанций. Приведены основные принципы конструирования и особенности конструкции современных паровых турбин. Описаны методики расчета на прочность диафрагм паровых турбин. Рассмотрено устройство, особенности конструкции и тепловой расчет конденсаторов паротурбинных установок.

Учебное пособие «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Часть 1. Тепловые схемы. Конструкция» предназначено для магистров ВШТЭ направления подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», по профилю «Технология производства электрической и тепловой энергии». Материал, изложенный в учебном пособии, может быть использован при изучении дисциплин «Тепловые двигатели» и «Тепловые электростанции» бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Учебное пособие печатается в авторской редакции.

Рецензенты:

доцент кафедры энергетических установок ВУНЦ ВМФ РФ «Военно-морская академия имени Н.Г.Кузнецова», канд. техн. наук, доцент В.Ф.Горшков;
зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук, доцент С.Н. Смородин.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД.

ISBN 978-5-91646-203-6

©Высшая школа технологии и энергетики

СПбГУПТД, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
Учебный модуль 1. Тепловые схемы паротурбинных установок тепловых и атомных электростанций.....	7
Тема 1. Тепловые схемы современных паротурбинных установок тепловых электростанций.....	7
1.1. Место паротурбинных установок в стационарной энергетике.....	7
1.2. Классификация паротурбинных установок ТЭС и АЭС.....	12
1.3. Основное и вспомогательное оборудование ПТУ.....	15
1.4. Тепловые схемы паротурбинных установок ТЭС.....	19
1.4.1. Принципиальная тепловая схема турбины с противодавлением.....	24
1.4.2. Принципиальная тепловая схема турбины с промежуточным регулируемым отбором пара.....	26
1.4.3. Принципиальная тепловая схема турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара.....	29
1.4.4. Принципиальная тепловая схема турбины с двумя регулируемыми отборами пара.....	30
1.4.5. Принципиальная тепловая схема турбины с двумя отопительными отборами пара.....	31
1.4.6. Применение встроенных пучков в конденсаторах теплофикационных турбин.....	33
1.4.7. Особенности принципиальной тепловой схемы современной паротурбинной установки ТЭС.....	35
Контрольные вопросы и примеры к теме 1.....	39
Тема 2. Тепловые схемы паротурбинных установок атомных электростанций.....	45
2.1. Принципиальные тепловые схемы АЭС.....	45
2.1.1. Основная классификация АЭС.....	46
2.1.2. Начальные параметры пара, сепарация и промежуточный перегрев на АЭС.....	49
2.2. Расчет тепловой схемы паротурбинной установки АЭС.....	59
Контрольные вопросы к теме 2.....	66
Учебный модуль 2. Конструкции паровых турбин и конденсаторов паротурбинных установок ТЭС и АЭС.....	68
Тема 3. Конструкции паровых турбин ТЭС и АЭС.....	68
3.1. Основные принципы конструирования паровых турбин.....	68
3.1.1. Основные показатели паровых турбин и их компоновки.....	69
3.1.2. Предельная мощность однопоточной конденсационной турбины.....	72
3.1.3. Способы повышения мощности паровых турбин.....	73
3.1.4. Определение размеров последней ступени турбины.....	75
3.2. Конструкции современных паровых турбин.....	78
3.2.1. Валопривод турбины.....	78

3.2.2. Статор паровой турбины.....	84
3.2.3. Подшипники паровых турбин.....	88
3.2.4. Установка турбоагрегата на фундаменте.....	91
3.3. Типовые структурные схемы турбин перегретого и влажного пара АЭС.....	93
3.4. Расчет на прочность диафрагм паровой турбины.....	96
3.4.1. Расчет диафрагм по методу Д.М. Смита и А.М. Валя.....	98
3.4.2. Расчет диафрагм по методу А.М. Валя применительно к реальным конструкциям (уточненный метод А.М. Валя).....	102
Контрольные вопросы и примеры к теме 3.....	105
Тема 4. Конденсационные установки паровых турбин.....	110
4.1. Принципиальная схема конденсационной установки. Устройство конденсатора.....	110
4.2. Тепловые процессы в конденсаторе.....	112
4.3. Тепловой баланс конденсатора.....	116
4.4. Тепловой расчет конденсатора.....	118
4.5. Конструкции конденсаторов.....	120
4.6. Воздухоотсасывающие устройства конденсаторов.....	127
4.7. Воздушная и гидравлическая плотности конденсатора.....	130
Контрольные вопросы и примеры к теме 4.....	132
Библиографический список.....	135

ВВЕДЕНИЕ

Современные паровые турбины являются основными двигателями тепловых и атомных электростанций. Они составляют более 80% в структуре выработки электроэнергии и около 80% в структуре установленной мощности. На протяжении всей истории развития турбостроения прослеживается линия на повышение экономичности паротурбинных установок и паровых турбин, а также увеличения единичной мощности энергетических турбин. В настоящее время как для тепловых электростанций на органическом топливе (ТЭС), так и для атомных электростанций, максимальная единичная мощность паровых турбин находится на уровне 1000-1200 МВт. Паровые турбины позволяют осуществлять совместную выработку тепловой и электрической энергии, что повышает эффективность их использования. Знания, полученные при изучении материала, представленного в учебной пособии, помогут будущим специалистам теплоэнергетикам находить правильные решения при эксплуатации и обслуживании, а также будут основой при проектировании или модернизации паротурбинных установок. Что, несомненно, актуально как для студентов вузов, так и для инженеров промышленных предприятий.

Цель настоящего учебного пособия сформировать у обучающихся компетенции в области теплоэнергетики и теплотехники, связанные с разработкой проектных решений по модернизации, улучшению эксплуатационных характеристик паротурбинных установок тепловых и атомных электростанций. Важной задачей является научить обучающихся техническим расчетам тепловых схем, основных ответственных деталей паровых турбин и элементов паротурбинных установок. Обучающиеся должны уметь оценивать эффективность полученных результатов и быть знакомы с методами оценки работы паротурбинных установок на переменных и, особенно, на аварийных режимах.

Учебное пособие соответствует учебной программе дисциплины «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций» по ФГОС 3++, направления подготовки магистров ВШТЭ 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». Учебное пособие базируется на знаниях, полученных обучающимися в дисциплинах «Техническая термодинамика», «Гидрогазодинамика», «Тепловые двигатели», «Тепловые электростанции», «Источники тепловой и электрической энергии» направления подготовки бакалавров 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», и может быть полезно для самостоятельного повышения уровня знаний обучающимися по этому направлению.

Основой для учебного пособия послужили общепризнанный учебник доктора техн. наук, профессора А.Г. Костюка «Паровые и газовые турбины для электростанций», издательства МЭИ [10], учебное пособие П.В. Луканина и Т.Ю. Коротковой «Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной

промышленности. Теория и конструкция паровых турбин», издательства СПбГТУРП [9] и др.

Новизна учебного пособия заключается в представлении в нём разработанных П.Н. Коноваловым на кафедре «Теплосиловых установок и тепловых двигателей» ВШТЭ методик расчета тепловых схем тепловых и атомных электростанций, расчета на прочность диафрагм паровых турбин и теплового расчета конденсаторов паротурбинных установок. Важной частью учебного пособия являются особенности работы паровой турбины на переменных режимах при различных способах парораспределения. Приведена оценка влияния начальных и конечных параметров пара на мощность паровой турбины. Описаны особенности диаграмм режимов работы различных паровых турбин ТЭС и АЭС. Впервые подробно изложены аварийные режимы работы паротурбинных установок и особенности эксплуатации турбоагрегатов с удаленными отдельными ступенями или деталями проточной части турбин.

Рекомендуется использовать учебное пособие как основной материал при подготовке и проведении занятий преподавателями ВШТЭ, а также для самостоятельного изучения дисциплины обучающимися соответствующих направлений подготовки.

Учебное пособие структурно включает 3 учебных модуля. Первые два учебных модуля вошли в часть 1 учебного пособия. Учебный модуль 3 включен в часть 2. Каждый учебный модуль содержит 2-3 темы, объединенные по тематике содержания. В конце каждой темы приведены контрольные вопросы и примеры. Контрольные вопросы позволяют при самостоятельном изучении дисциплины, а также при подготовке к промежуточной и итоговой аттестациям проверить качество усвоения материала. Примеры позволяют получить практические навыки расчетов по данной дисциплине.

В конце учебного пособия приведен библиографический список, в который вошли печатные издания, в которых содержится дидактический, справочный и иллюстрационный материал – как средство для организации самостоятельной работы обучающегося, позволяющее ему наиболее полно овладеть знаниями и использовать их в решении практических задач с возможностью самопроверки и самоконтроля.

Автор благодарит коллектив кафедры теплосиловых установок и тепловых двигателей за внимательное ознакомление с учебным пособием и внесение ряда правок, которые существенно повысили качество представленного материала.

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 1

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

ТЕМА 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

1.1. Место паротурбинных установок в стационарной энергетике

Паротурбинная установка (ПТУ) - это энергетическая установка, в которой рабочим телом является вода и водяной пар, состоящая из паровой турбины, где потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую и затем в механическую работу на валу турбины (рис. 1.1).

ПТУ используется для обеспечения потребителей электрической и тепловой энергией

В 1883 г. шведским инженером Густавом Лавалем был предложен первый прототип аксиальной одноступенчатой активной турбины с расширяющимися соплами. Расширение пара происходило только в сопловой решетке одной ступени от начального до конечного давления, именно это обуславливало очень высокие скорости истечения пара из сопловых каналов. Для наилучшего использования кинетической энергии струи пара окружная скорость рабочих лопаток должна быть в 2 раза меньше абсолютной скорости истечения пара из сопла.



Рис.1.1. Рабочие лопатки паровой турбина

Поэтому турбины Лавалья должны были иметь чрезмерно большую окружную скорость, а отсюда и большую частоту вращения. Так, турбина Лавалья с диаметром диска 100 мм и мощностью около 2,5 кВт имела частоту вращения 500 с^{-1} . Наибольшая мощность построенных Лавалем турбин, не превышала 500 кВт. При этом турбины Лавалья имели очень низкий КПД.

Английский инженер Чарльз Парсонс в 1884 г. предложил многоступенчатую реактивную турбину, расширение пара в которой происходило не в одной, а в ряде следующих друг за другом ступеней, причем не только в сопловых (неподвижных), но и в рабочих (вращающихся) решетках (рис. 1.2). Поэтому стала возможна работа машины со значительно меньшими, чем в турбине Лавалья, скоростями пара на выходе из сопловых решеток и соответственно с меньшими окружными скоростями рабочих лопаток.



Рис. 1.2. Ротор многоступенчатой паровой турбины

В связи с развитием в конце XIX века электрических машин и широким внедрением электроэнергии развитие паротурбостроения пошло более быстрыми темпами. Первые паровые турбины в России начали выпускать в 1907 г. на Металлическом заводе в Петербурге.

В 1924 г. на ЛМЗ построена первая советская паровая турбина. Далее строительство и увеличение мощности паровых турбин на ЛМЗ велось усиленными темпами:

1924 г. — выпущена турбина мощностью 2 МВт, начальные параметры пара 1,1 МПа и $300 \text{ }^\circ\text{C}$;

1926 г. — выпущена турбина мощностью 10 МВт при частоте вращения 50 с^{-1} ;

1930 г. — выпущена турбина мощностью 24 МВт при частоте вращения 50 с^{-1} , начальные параметры пара 2,55 МПа и $375 \text{ }^\circ\text{C}$;

1931 г. — выпущена турбина мощностью 50 МВт при частоте вращения 25 с^{-1} , начальные параметры пара 2,85 МПа и $400 \text{ }^\circ\text{C}$;

1934 г. — (вступил в строй ХТЗ) – выпущены турбины мощностью 50 и 100 МВт при частоте вращения 25 с^{-1} , начальные параметры пара 2,85 МПа и $400\text{ }^{\circ}\text{C}$;

1941 г. – (построен ТМЗ) – выпущены теплофикационные турбины с регулируемы отборами пара мощностью 12, 25, 50, 100 и 250 МВт;

1950 г. — вступил в строй КТЗ, изготавливающий турбины небольшой мощности на параметры пара 3,43 МПа и $435\text{ }^{\circ}\text{C}$ и 8,8 МПа и $535\text{ }^{\circ}\text{C}$;

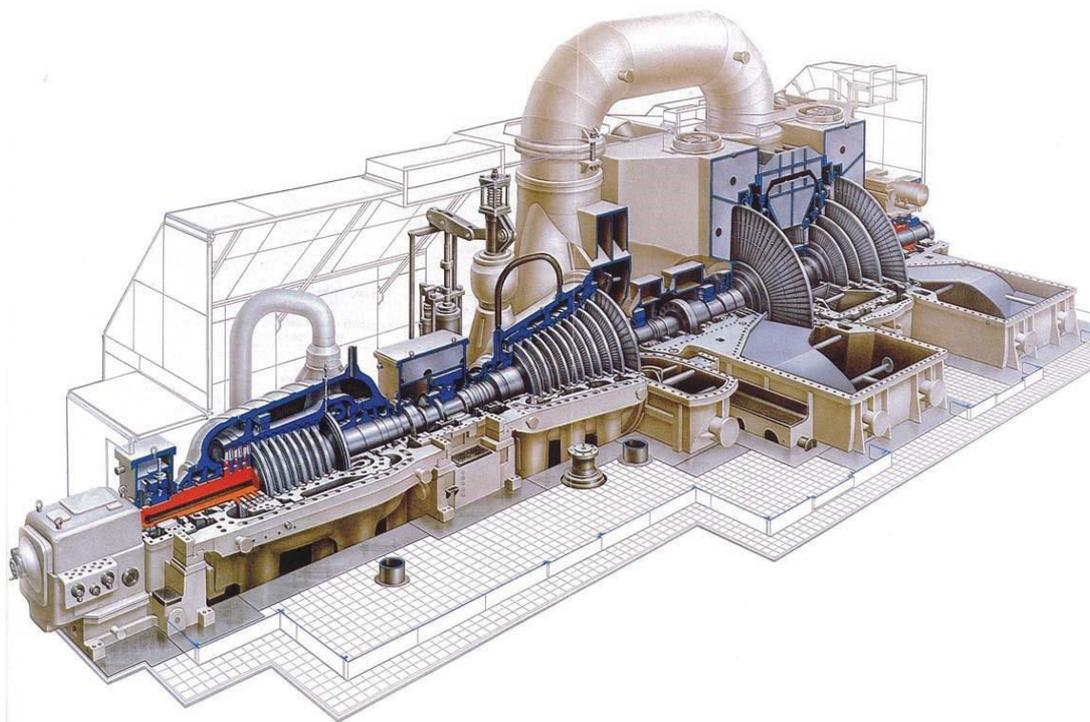


Рис. 1.3. Современная паротурбинная установка

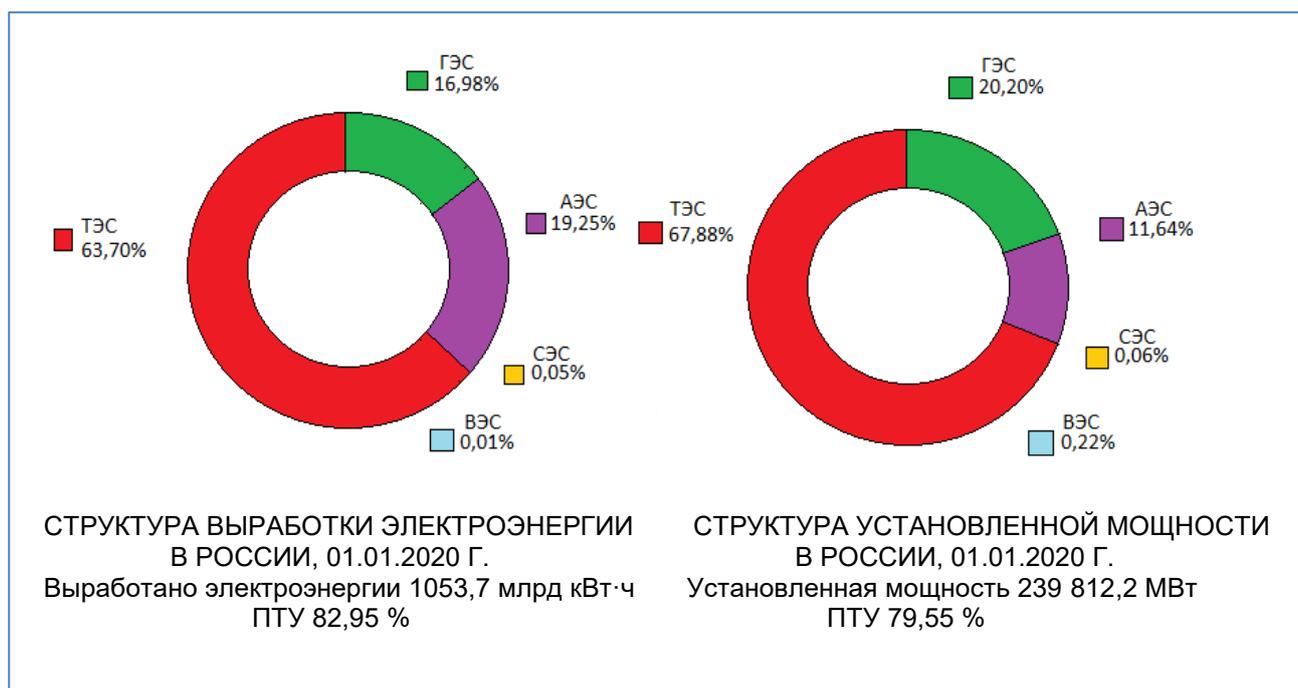


Рис.1.4. Место паротурбинных установок атомных и тепловых электростанций в структуре выработки электроэнергии и установленной мощности станций

1952 г. — выпущена турбина мощностью 150 МВт (ЛМЗ), начальные параметры пара 16,6 МПа и 550 °С с промежуточным перегревом до 520 °С;

1958 г. — выпущены турбины типа К-200-130 (ЛМЗ) и типа К-150-130 (ХТЗ) мощностью 200 и 150 МВт на параметры пара 12,8 МПа и 565 °С;

1960 г. — выпущены головные образцы турбин ЛМЗ и ХТЗ типа К-300-240 мощностью 300 МВт с начальными сверхкритическими параметрами пара 23,5 МПа (240 кгс/см²), 560 °С и промежуточным перегревом до 565 °С.

1965 г. — выпущены двухвальная турбина (ЛМЗ) мощностью 800 МВт и одновальная турбина (ХТЗ) мощностью 500 МВт на параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным перегревом до 540 °С;

1969 г. — выпущена одновальная турбина типа К-800-240 (ЛМЗ) мощностью 800 МВт на те же параметры пара.

1971 г. — выпущена теплофикационная турбина типа Т-250-240 (ТМЗ) мощностью 250 МВт на сверхкритические параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным перегревом до 540 °С.

1978 г. — выпущена одновальная турбина (ЛМЗ) типа К-1200-240 мощностью 1200 МВт при частоте вращения 50 с⁻¹, начальные параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным перегревом до 540 °С, которая при отключении подогревателей высокого давления была рассчитана на повышение мощности до 1400 МВт.

Для атомных электростанций (АЭС) в 70÷80-х годах ХТЗ выпустил паровые турбины типов К-70-29 мощностью 70 МВт, К-220-44 мощностью 225 МВт, К-500-65/3000 мощностью 500 МВт на частоту вращения 50 с⁻¹, К-500-60/1500 мощностью 500 МВт на частоту вращения 25 с⁻¹ и К-1000-60/1500 мощностью 1030 МВт на частоту вращения 25 с⁻¹, а ЛМЗ — турбину К-1000-60/3000 мощностью 1000 МВт на частоту вращения 50 с⁻¹.

Кроме ЛМЗ и ТМЗ, выпускающих турбины большой мощности, в России имеются заводы, изготавливающие турбины средней и малой мощности. Это Невский завод, поставляющий турбины для привода воздуходувок и компрессоров, КТЗ, выпускающий турбины для привода питательных насосов мощностью от 1,5 до 12 МВт с параметрами пара 3,4 МПа, 435 °С, турбины мощностью 12 и 25 МВт с одним или двумя регулируемым отборами пара на начальные параметры 8,8 МПа, 535 °С, а также турбины для геотермальной энергетики.

Таблица 1.1. КПД основных генерирующих электроэнергию станций и централей

Название станции	КПД
Гидроэлектростанция (ГЭС)	0,90÷0,97
Атомная электростанция (АЭС)	0,28÷0,33
Тепловая конденсационная электростанция (КЭС)	0,33÷0,42

Тепловая электроцентраль (ТЭЦ)	0,50÷0,75
--------------------------------	-----------

На протяжении всей истории развития турбостроения прослеживается линия на повышение экономичности паротурбинных установок и паровых турбин, а также увеличения единичной мощности энергетических турбин. В настоящее время как для тепловых электростанций на органическом топливе (ТЭС), так и для атомных электростанций, максимальная единичная мощность паровых турбин находится на уровне 1000÷1200 МВт.

Современная паротурбинная установка, которая включает все элементы и особенности данного этапа развития паротурбостроения, показана на рис. 1.3.

В настоящее время паротурбинные установки на тепловых и атомных электростанциях составляют (рис. 1.4) в структуре выработки электроэнергии 82,95 %, а в структуре установленной мощности станций 79,55 %. КПД основных генерирующих электроэнергию станций и центральных приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.2. Рациональные варианты развития генерирующих мощностей

Показатель	2020 г.	Пониженный				Благоприятный			
		2025	2030	2035	2040	2025	2030	2035	2040
Установленная мощность, млн кВт	206,7	211	217	226	243	213	231	245	275
В том числе:		ПТУ: 78,8%				ПТУ: 79,2%			
ГЭС	44,3	44	47	48	50	45	49	51	56
АЭС	21,2	23	28	31	35	25	32	38	48
ТЭЦ	77,1	78	78	80	86	78	82	85	94
КЭС	64,0	64	64	67	72	66	68	71	77
Производство электроэнергии, млрд кВт·ч	878	927	1015	1110	1215	935	1070	1205	1365
В том числе:		ПТУ: 83,7%				ПТУ: 83,7%			
ГЭС	165	167	174	181	191	167	181	196	213
АЭС	129	154	190	210	235	158	206	247	310
ТЭЦ	328	335	367	400	430	341	380	419	462
КЭС	248	260	273	307	345	261	293	331	365

Эффективность работы конденсационной паротурбинной установки оценивается термическим КПД:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (1.1)$$

где q_1 - количество теплоты, подведенное в установку, кДж/кг;
 q_2 - количество теплоты, отведенное в конденсаторе.

Эффективность работы теплофикационных ПТУ и ПТУ с противодавленческими турбинами – коэффициентом использования теплоты топлива ($K_{ит}$):

$$K_{ит} = \frac{l + q_2}{q_1}, \quad (1.2)$$

где q_1 - количество теплоты, подведенное в установку, кДж/кг;
 q_2 - количество теплоты, отданное тепловому потребителю, кДж/кг;
 l - полезная работа, произведенная в установке, кДж/кг.

Коэффициент использования теплоты топлива современных ТЭС и ТЭЦ составляет: ТЭС - $K_{ит} = 0,37 \div 0,40$; ТЭЦ - $K_{ит} = 0,82 \div 0,85$. При этом основную группу потерь в ТЭЦ – 15 % составляют потери с уходящими газами энергетических и водогрейных котлов, с конденсацией той части пара, которая проходит в конденсатор, и собственные нужды ТЭЦ.

Динамика использования ПТУ в структуре генерации электрической энергии (млн кВт·ч) и установленной мощности (млн кВт) сохранится на ближайшие 20 лет (табл. 1.2).

1.2. Классификация паротурбинных установок ТЭС и АЭС

В зависимости от характера теплового процесса различают следующие основные типы турбин:

1) конденсационные паровые турбины, в которых весь свежий пар, за исключением пара, отбираемого на регенерацию, протекая через проточную часть и расширяясь в ней до давления, меньшего, чем атмосферное, поступает в конденсатор, где теплота отработавшего пара отдается охлаждающей воде и полезно не используется;

2) турбины с противодавлением, отработавший пар которых направляется тепловым потребителям, использующим теплоту для отопительных или производственных целей;

3) конденсационные турбины с регулируемым отбором пара, в которых часть пара отбирается из промежуточной ступени и отводится тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении, а остальное количество пара продолжает работать в последующих ступенях и направляется в конденсатор;

4) турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением, в которых часть пара отбирается при постоянном давлении из промежуточной

ступени, а остальная часть проходит через последующие ступени и отводится к тепловому потребителю при более низком давлении.

По [1] приняты следующие обозначения турбин: 1) тип турбины; 2) мощность; 3) начальное давление; 4) противодействие.

Данный стандарт распространяется на паровые стационарные турбины мощностью от 2,5 до 1600 МВт, предназначенные для привода турбогенераторов тепловых электростанций, работающих на органическом топливе, со следующими начальными параметрами:

- абсолютное давление пара от 3,4 до 23,5 МПа;
- температура от 435 до 565 °С;
- номинальная частота вращения ротора 50 с⁻¹.

Первая буква характеризует тип турбины:

К — конденсационная;

Т — теплофикационная с отопительным отбором пара;

П — теплофикационная с производственным отбором пара для промышленного потребителя;

ПТ — теплофикационная с производственным и отопительным регулируемым отборами пара;

Р — с противодействием, без регулируемого отбора пара;

ПР — теплофикационная с производственным регулируемым отбором пара и противодействием;

ТР — теплофикационная с отопительным отбором пара и противодействием;

ТК — теплофикационная с отопительным отбором и большой конденсационной мощностью;

КТ — теплофикационная с отопительными отборами нерегулируемого давления.

После буквы в обозначении указываются мощность турбины, МВт (если дробь, то в числителе номинальная, а в знаменателе максимальная мощность), а затем начальное давление пара перед стопорным клапаном турбины, МПа (кгс/см² в старых обозначениях). Под чертой для турбин типов **П**, **ПТ**, **Р** и **ПР** указывается номинальное давление производственного отбора или противодействие, МПа (кгс/см²).

Второе числовое обозначение для турбин **К** и **Т** означает давление свежего пара (кгс/см²).

Для турбин **ПТ** второе числовое обозначение состоит из двух чисел: над чертой — давление свежего пара, под чертой — давление производственного пара.

Для турбин **Р**: число над чертой — давление свежего пара, под чертой — противодействие.

Для турбин **ПР** второе числовое обозначение состоит из трех чисел, разделенных двумя наклонными чертами: первое — давление свежего пара, второе — давление производственного отбора, третье — противодействие.

В обозначении турбин АЭС часто присутствует частота вращения ротора 25 или 50 с⁻¹ (иногда встречается в мин⁻¹: 1500 или 3000).

Конденсационные турбины мощностью свыше 150 МВт работают с промежуточным перегревом пара.

Под номинальной мощностью теплофикационных турбин (типов П, Т, ПТ, ПР и ТР) и турбины с противодавлением (типа Р) понимается наибольшая мощность на клеммах турбогенератора, которую турбина должна развивать длительное время при номинальных значениях всех других основных параметров.

Под номинальной мощностью конденсационной турбины (тип К) понимается наибольшая мощность на клеммах турбогенератора, которую турбина должна развивать длительное время при номинальных значениях всех других основных параметров и при использовании отборов пара на постоянные собственные нужды энергоблока.

Максимальная мощность конденсационной турбины (типа К) — наибольшая мощность, которую турбина должна достигать при максимальном расходе пара через стопорные клапаны при чистой проточной части и отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты.

Максимальная мощность теплофикационной турбины и турбины с противодавлением (типа Р, П, ПТ, ПР) — наибольшая мощность на клеммах турбогенератора, которую турбина должна длительно развивать на конденсационном режиме или при определенных соотношениях расходов отбираемого пара и давлений при номинальных значениях других основных параметров.

Турбины должны допускать длительную работу при отклонениях начальных параметров пара и температуры промежуточного перегрева пара от номинальных значений в пределах, определенных [1] (например, пределы регулирования абсолютного давления отбираемого пара и пара за турбиной (противодавления) от 0,04 до 3,25 МПа в зависимости от номинального давления).

Номинальными начальными параметрами пара называются абсолютное давление и температура перед стопорным клапаном турбины.

Начальной температурой пара после промежуточного перегрева называется регламентированная [1] температура перед регулировочными органами цилиндра среднего давления (ЦСД).

Номинальная температура питательной воды после регенеративного подогрева — регламентируемая [1] температура воды за последним по ходу воды регенеративным подогревателем.

Номинальная температура охлаждающей воды — регламентируемая [1] температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, при которой завод-изготовитель гарантирует значение удельного расхода теплоты и расход пара на турбину.

Номинальный отбор – наибольшее количество отбираемого пара в единицу времени при номинальной мощности турбины и при поддержании прочих параметров в пределах допуска, определяемого [1].

У турбин типов **Т** и **П** номинальные отборы соответствуют номинальной мощности при вентиляционном (предельно малом) пропуске пара в конденсатор. Не предусмотренные [1] турбины типа **ТК** имеют так называемую «привязанную» конденсационную мощность: при номинальном отборе и номинальной мощности расход пара в конденсатор превышает вентиляционный расход и обеспечивает выработку «конденсационной» мощности.

Основные параметры и характеристики современных отечественных турбин, наиболее распространенных на тепловых электростанциях России, приведены в табл. 1.3.

1.3. Основное и вспомогательное оборудование ПТУ

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в механическую работу вращающегося ротора по преодолению сил сопротивления приводимой машины (электрического генератора, питательного насоса, компрессора, вентилятора и др.).

Паровая турбина состоит из неподвижных и вращающихся частей. Совокупность всех неподвижных частей принято называть статором турбины, а вращающихся — ротором.

Ротор турбины.

На рис. 1.5 приведена типичная конструкция одноцилиндровой конденсационной турбины К-50-8,8 мощностью 50 МВт с начальными параметрами пара 8,8 МПа и 535 °С. В этой турбине применен комбинированный ротор. Первые 19 дисков, работающих в зоне высокой температуры, откованы как одно целое с валом турбины, последние три диска — насадные. Применение насадных дисков в зоне высокой температуры, как правило, не допускается во избежание ослабления натяга их на валу из-за ползучести. Выполнение же трех последних дисков цельноковаными потребовало бы увеличения диаметра поковки ротора.

Ступенью турбины называется совокупность неподвижной сопловой решетки, закрепленной в сопловых коробках или диафрагмах, со своей вращающейся рабочей решеткой, закрепленной на следующем по ходу пара диске. Проточная часть рассматриваемой одноцилиндровой турбины состоит из 22 ступеней. Первая из них называется регулирующей, вторая — первой нерегулируемой, а все остальные, кроме последней, — промежуточными.

В каждой сопловой решетке поток пара ускоряется в сопловых каналах специально выбранного профиля и приобретает необходимое направление для безударного входа в каналы между рабочими лопатками. Усилия, развиваемые потоком пара на рабочих лопатках, вращают диски и связанный с ними вал, который передает вращающий момент ротора турбины на приводимый турбогенератор.

Удельный объём пара, по мере понижения давления при прохождении от первой к последней ступени, сильно растёт, что требует увеличения проходных сечений сопловых и рабочих решеток и соответственно высоты лопаток и среднего диаметра ступеней.

К переднему торцу ротора прикреплен приставной конец вала, на котором установлены бойки двух предохранительных выключателей (датчики автомата безопасности 22), воздействующие на стопорный и регулирующие клапаны, которые прекращают доступ пара в турбину при повышении частоты вращения ротора на 10÷12 % по сравнению с расчетной.

С помощью гибкой муфты приставной конец вала соединен с валом главного масляного насоса. Корпус масляного насоса своим всасывающим патрубком прикреплен к приливу картера переднего подшипника.

Главный масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбины и генератора (при давлении 0,15 МПа), а также в систему регулирования (при давлении 2 МПа).

Таблица 1.3. Основные показатели некоторых паровых турбин

Показатель	Т-50-12,8	ПТ-60-12,8/0,13	К-100-8,8	Т-100-12,8	К-160-12,8	ПТ-135/165-12,8/1,5	К-200-12,8	К-300-23,5	Т-250/300-23,5	К-500-23,5	К-800-23,5	К-1200-23,5
Завод-изготовитель	УТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	УТЗ	ХТЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	УМЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
Год постройки	1960	1957	1958	1961	1958	1973	1958	1960	1971	1973	1970	1978
Номинальная мощность, МВт	55	60	110	105	160	135	210	300	250	500	800	1200
Максимальная мощность, МВт	65	75	115	120	165	165	215	330	300	535	850	1380
Начальное давление пара, МПа	12,75	12,75	8,83	12,75	12,75	12,75	12,75	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
Начальная температура, °С	555	565	535	555	565	555	565	560	540	540	540	540
Давление промежуточного перегрева (разделительное), МПа	нет	нет	нет	нет	2,8	нет	2,31	3,53	3,73	3,63	3,8	3,9
Температура промежуточного перегрева, °С	-	-	-	-	565	-	565	565	540	540	540	540
Конечное давление пара, МПа	5,4	-	3,43	-	3,43	7,35	3,46	3,43	6,9	3,5	3,43	3,58
Температура питательной воды, °С	232	242	227	232	229	-	240	265	263	265	274	274
Число регенеративных отборов пара	7	7	8	7	7	8	7	8	8	9	8	9
Расход пара*, кг/с	92/95	-/108	111/117	127/129	127/143	208/211	165/186	247/258	265/272	-/458	670	1018
Число цилиндров и потоков	1×1+1×1	1×1+1×1	1×1+1×2	1×1+1×1+1×2	1×1+1×2	1×1+1×1	1×1+1×1+1×2	1×1+1×1+1×3	1×1+1×1+1×1+1×2	1×1+1×1+2×2	1×1+1×2+3×2	1×1+1×2+3×2
КПД установки, %	-	-	39,6	-	43,7	-	44,8	46,7	-	46,7	46,7	47,1
Удельная масса турбины (без конденсатора и вспомог. мех.), кг/кВт	5,14	4,4	2,7	3,46	2,6	2,55	2,66	2,3	3,2	1,8	1,625	1,58
Длина последней лопатки, мм	550	665	665	550	780	850	765	960	940	1030	960	1200

*- дробные числа означают номинальные и максимальные значения

Система регулирования обеспечивает автоматическое поддержание заданной частоты вращения ротора турбины.

Датчиком частоты вращения является быстроходный упругий регулятор скорости, установленный на конце вала насоса. Со стороны выхода пара ротор турбины соединен полугибкой муфтой с ротором генератора.

Статор турбины.

Состоит из корпуса, в который вварены сопловые коробки, соединенные с помощью сварки с клапанными коробками, установлены обоймы концевых уплотнений, обоймы диафрагм, сами диафрагмы и их уплотнения. Корпус этой турбины, кроме обычного горизонтального разъема имеет два вертикальных разъема, разделяющих его на переднюю, среднюю части и выходной патрубок. Передняя часть корпуса — литая, средняя и выходной патрубок — сварные.

Картеры подшипников турбины относятся к неподвижным частям турбины. В переднем картере расположен опорно-упорный подшипник, в заднем — опорные подшипники роторов турбины и генератора.

Передний картер установлен на фундаментной плите и при тепловом расширении корпуса турбины может свободно перемещаться по ней. Задний же картер выполнен заодно с выходным патрубком турбины, который при тепловых расширениях остается неподвижным благодаря его фиксации пересечением поперечной и продольной шпонок, называемым фиксунктом, или «мертвой точкой».

Передняя часть корпуса турбины соединена с передним картером с помощью специальных лап, предусмотренных на корпусе, и поперечных шпонок, установленных на боковых приливах картера. Благодаря такому соединению тепловые расширения корпуса турбины при прогреве и тепловые укорочения его при остывании полностью передаются переднему картеру, который, скользя по фундаментной плите, с помощью упорного подшипника перемещает ротор на размер теплового удлинения или укорочения корпуса. Это обеспечивает неизменность в допустимых пределах осевых зазоров в проточной части турбины между вращающимися и неподвижными элементами.

Валоповоротное устройство, предназначенное для медленного вращения ротора при пуске и остановке турбины расположено в заднем картере турбины. Основным назначением валоповоротного устройства является предотвращение теплового искривления ротора и нагрева баббитовой заливки подшипников при остывании и пуске турбины. Оно состоит из электродвигателя, к ротору которого присоединен червяк, входящий в зацепление с червячным колесом, насаженным на промежуточный валик.

На винтовой шпонке этого валика установлена ведущая цилиндрическая шестерня, которая при включении валоповоротного устройства входит в зацепление с ведомой цилиндрической шестерней, сидящей на валу турбины.

После подачи пара в турбину частота вращения ротора повышается, и ведущая шестерня автоматически выходит из зацепления из-за проворачивания ее по

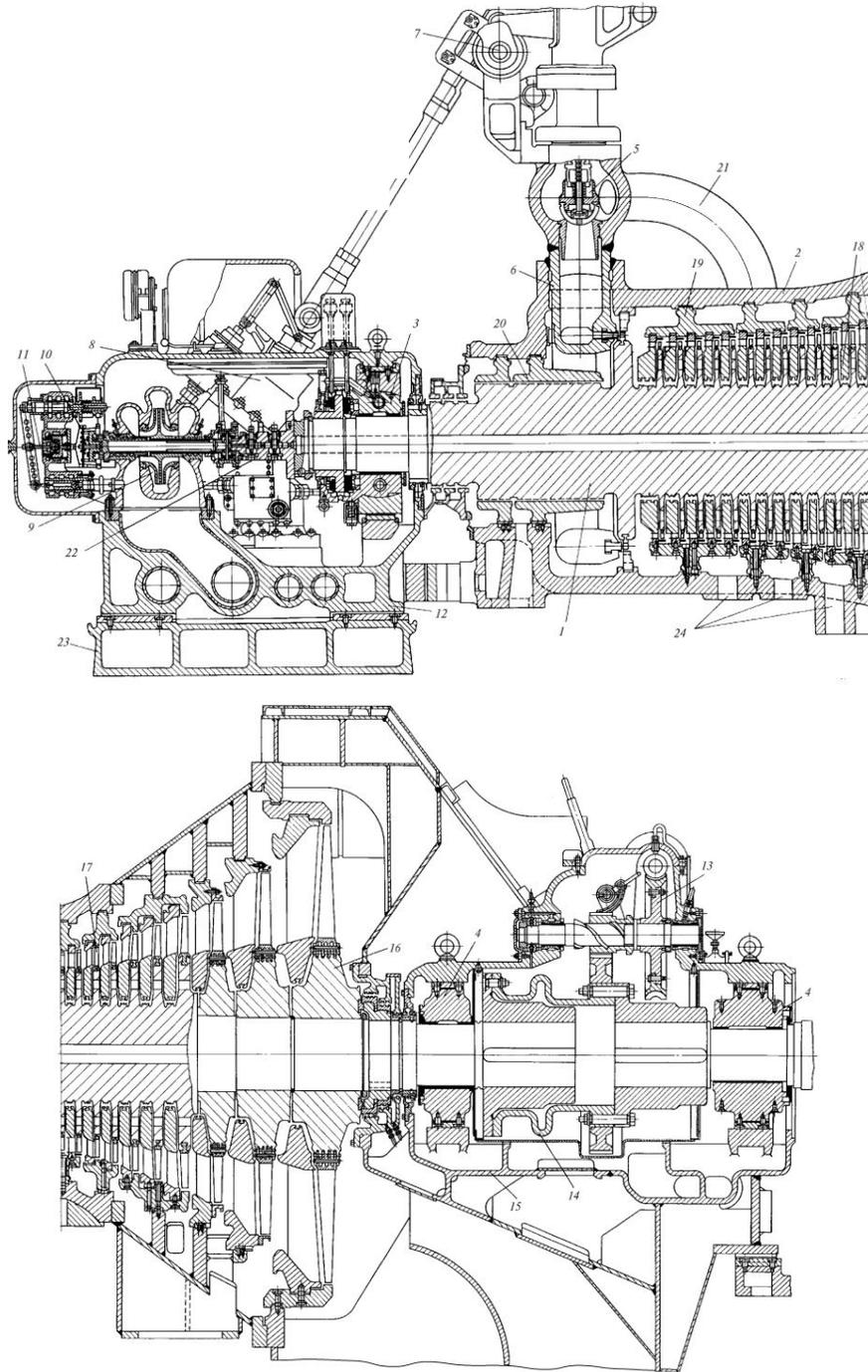


Рис. 1.5. Продольный разрез турбины К-50-8,8: 1 — ротор турбины; 2 — корпус турбины; 3 — опорно-упорный подшипник; 4 — опорный подшипник; 5 — регулирующий клапан; 6 — сопловая коробка; 7 — кулачковый вал; 8 — сервомотор; 9 — главный масляный насос; 10 — регулятор скорости; 11 — следящий золотник; 12 — картер переднего подшипника; 13 — валоповоротное устройство; 14 — соединительная муфта; 15 — выхлопной патрубок турбины; 16 — насадные диски; 17 — рабочие лопатки; 18 — диафрагмы; 19 — обоймы диафрагм; 20 —

обоймы переднего концевое уплотнения; 21 — перепускная труба (от стопорного к регулирующему клапану); 22 — датчики автомата безопасности; 23 — фундаментная плита; 24 — патрубки отборов пара на регенерацию винтовой шпонке. Основные узлы сопловой системы регулирования турбины К-50-8,8:

- четыре клапана, регулирующих подачу пара в турбину;
- распределительный кулачковый валик, поворачиваемый зубчатой рейкой поршневого сервомотора, получающего импульс от регулятора скорости и открывающего или закрывающего клапаны.

Профили кулачков валика выполнены таким образом, что регулирующие клапаны открываются поочередно один за другим. Такое последовательное открытие или закрытие их позволяет исключить дросселирование пара, проходящего через полностью открытые клапаны при сниженных нагрузках турбины, т.е. дросселируется лишь та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.

Основная потеря теплоты в турбинной установке происходит в ее конденсаторе. Для уменьшения этой потери теплоты в корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков регенеративных отборов, через которые пар отбирается из промежуточных ступеней на подогрев питательной воды, подаваемой в котел.

1.4. Тепловые схемы паротурбинных установок ТЭС

Пароводяным трактом ПТУ называется совокупность механизмов, аппаратов и коммуникаций ПТУ, по которым проходит ее рабочее тело. В его состав входит:

- паровая турбина; конденсационная установка; система регенеративного подогрева питательной воды.

Деаэрационно-питательная установка формально является общестанционным узлом ТЭС или АЭС. На блочных электростанциях каждая деаэрационная установка обслуживает лишь одну ПТУ и в технологическом отношении является частью пароводяного тракта.

На АЭС и АТЭЦ к пароводяному тракту кроме вышеперечисленного относится система промежуточной осушки (сепарации) и парового перегрева.

К пароводяному тракту ПТУ при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты относят оборудование и коммуникации (в пределах станции) для отпуска потребителям теплоты в виде горячей воды (теплофикационная установка) и пара.

В состав турбоустановки также входят системы смазки, регулирования и защиты.

Тепловая схема паротурбинной установки является графическим документом, выполняемым в соответствии с [2] и отражающим совокупность

элементов пароводяного тракта ПТУ с технологическими связями как между ними, так и с другим оборудованием электростанции.

Различают, в зависимости от степени детализации, принципиальные и полные (развернутые) тепловые схемы.

Принципиальные схемы разрабатываются на стадии проектирования.

Особенности принципиальной схемы:

- однотипное параллельно включенное оборудование (насосы, теплообменные аппараты) изображают только один раз;

- при этом полностью отражают последовательно включенные элементы;

- трубопроводы указывают одной линией независимо от числа параллельных потоков;

- арматуру, входящую в состав трубопроводов или установленную на самих агрегатах, на таких схемах не показывают, за исключением важнейшей и случаев, когда без арматуры затруднено понимание реализуемых в установке процессов.

Развернутая тепловая схема является результирующим документом, составляемым на основе детальных схем отдельных узлов, входящих в состав установки. Требования к тепловым схемам, к составу и количеству единиц устанавливаемого оборудования отражены в нормах технологического ориентирования [3,4].

Развернутая тепловая схема ТЭС по своему технологическому назначению для реализации отпуска электрической и тепловой энергии включает в себя следующие основные элементы:

1) котельная и паротурбинная установки, систем ГТУ, включая компрессор и камеру сгорания для парогазовых установок;

2) система транспортных связей между элементами основного оборудования (главные паропроводы, паропроводы промежуточного перегрева, паропроводы отборов на регенерацию и теплофикацию, питательные магистрали и т.д.; системы газопроводов от ГТУ до котла-утилизатора или энергетического котла);

3) система пуска-сбросных устройств и расхолаживания оборудования (система использования продувок и дренажей при пусковых операциях, баки-аккумуляторы, выносные сепараторы, БРУ-К, растопочные РОУ и т.д.);

4) теплоприготовительная установка, включающая в себя подогреватели сетевой воды, сетевые насосы, пиковые источники теплоснабжения (пиковые водогрейные котлы, электро-водогрейные котлы, пиковый бойлер), систему подпитки тепловых сетей;

5) система регенерации паротурбинной установки (подогреватели высокого и низкого давления, сальниковые подогреватели, эжекторные подогреватели, конденсаторы испарителей, газоводяные подогреватели);

6) система внешней сепарации и паропарового промежуточного перегрева (СПП) для ПТУ АЭС;

7) система (утилизации) теплоты и рабочего тела с непрерывной и периодической продувкой для ТЭС с барабанными котлами (сепараторы продувки, схема использования выпара и отсепарированной воды и др.);

8) система восполнения потерь пара и конденсата с продувкой и утечкой, включающая в себя водоподогревательную или испарительную установку;

9) деаэрационно-питательная установка, включающая в себя питательную насосную группу, баки-аккумуляторы питательной воды и деаэрационную колонку;

10) система технического водоснабжения для подачи охлаждающей и технической воды в конденсаторы турбин, систему ХВО для охлаждения элементов вспомогательного оборудования, масла и охлаждающего газа в электрогенераторах и для других целей.

Тепловые схемы ТЭС и АЭС имеют некоторые особенности.

1. При наличии промежуточного перегрева пара (имеются в виду начальные параметры пара современных ПТУ), необходимого для снижения влажности в последних ступенях турбины и повышения термического КПД цикла, целесообразно соблюдать *блочную* схему котел-турбина. Так, например, АЭС и АТЭС выполняются только по блочной схеме с одной или двумя турбинами на реактор (рис.1.6 и 1.7).

2. При отсутствии промежуточного перегрева в тепловых схемах *неблочных* электростанций предусматриваются поперечные связи между пароводяными трактами отдельных турбин. Так, все деаэраторы неблочных станций питаются паром от одной сборной магистрали, и подача пара от каждой турбины в эту магистраль не определяется расходом конденсата в соответствующей турбоустановке.

3. Расход воды через подогреватели высокого давления (ПВД), которые подключены к одной станционной напорной магистрали питательной воды, может отличаться от полученного в расчете данной турбоустановки. Деаэраторы, питательные насосы не являются оборудованием, входящим в комплектную поставку турбоустановок, и выбираются в зависимости от схемы станции и фактических условий ее работы.

4. В состав конденсационной установки (в части пароводяного тракта) входят конденсаторы турбин, эжекторы, конденсационные насосы. Если на электростанции (на ТЭС с барабанными котлами, например) не предусматривается очистка основного конденсата от примесей, обусловленных присосами охлаждающей воды в конденсаторах, то его закачка в деаэратор производится одноступенчато конденсатными насосами с давлением 1,6-1,8 МПа.

На ТЭС с прямоточными котлами и турбинами на давление 12,75 МПа и выше, а также на АЭС предусматривается очистка конденсата в блочной обессоливающей установке (БОУ). В этом случае перекачка конденсата осуществляется в две ступени: конденсатными насосами первого (с давлением

0,8÷0,9 МПа) и второго (1,4÷1,6 МПа) подъемов с установкой БОУ между ними. В этом случае существенно уменьшается давление, на которое необходимо рассчитывать фильтры БОУ. Конденсатные насосы первого подъема, как правило, тихоходные; это позволяет им работать с небольшим подпором на входе, но в то же время они имеют значительное число ступеней с невысоким КПД. Конденсатные насосы второго подъема в этом случае оказывается возможным выполнить на оптимальную частоту вращения. При этом экономичность всей установки повышается. Необходимость двух и более групп конденсатных насосов обуславливается также включением в схему подогревателей смешивающего типа.

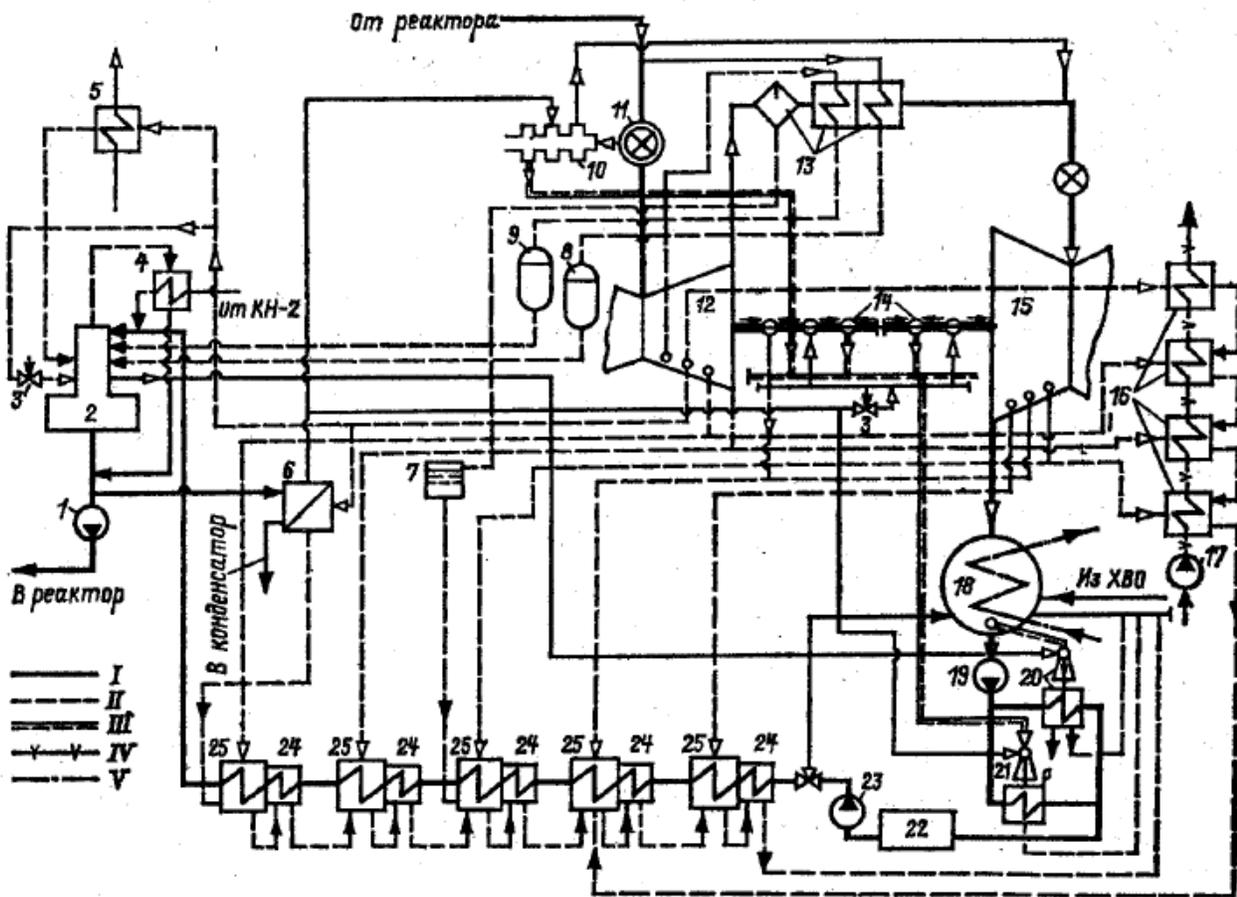


Рис.1.6. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки АЭС К-500-6,3/3000 ПО «Турбоатом»: 1 – питательный насос; 2 – деаэрактор; 3 – регулятор давления; 4 – охладитель воздуха; 5 – подогреватель промежуточного контура парогенератора; 6 – испаритель; 7 – сепаратосборник; 8, 9 – конденсатоприемники 2-й и 1-й ступеней промежуточного пароперегревателя; 10 – уплотнения штоков клапанов; 11 – блок клапанов; 12 – цилиндр высокого давления турбины (ЦВД); 13 – сепаратор-пароперегреватель; 14 – уплотнения вала турбины; 15 – четыре цилиндра низкого давления (ЦНД); 16 – подогреватели промежуточного контура теплосети; 17 – насос промежуточного контура теплосети; 18 – конденсатор; 19 – конденсатный насос 1-го подъема; 20 – эжектор основной, трехступенчатый; 21 – эжектор уплотнений; 22 – конденсатоочистка; 23 – конденсатный насос 2-го подъема; 24 – охладители конденсата (дренажей); 25 – ПНД; I – основной контур рабочего тела; II – пар из отборов

турбины и его конденсат; III – паровоздушная смесь; IV – промежуточный контур теплосети (сетевая вода на рис.1.7); V – техническая вода

5. Основное назначение питательной установки – обеспечить надежную подачу питательной воды в паропроизводящую установку электростанции (котел, парогенератор или реактор) во всем диапазоне расходов – от нуля до максимального. При мощности питательных насосов 10 МВт и более целесообразно применение турбопривода. При меньшей мощности создание отдельной приводной турбины экономически не оправдано.

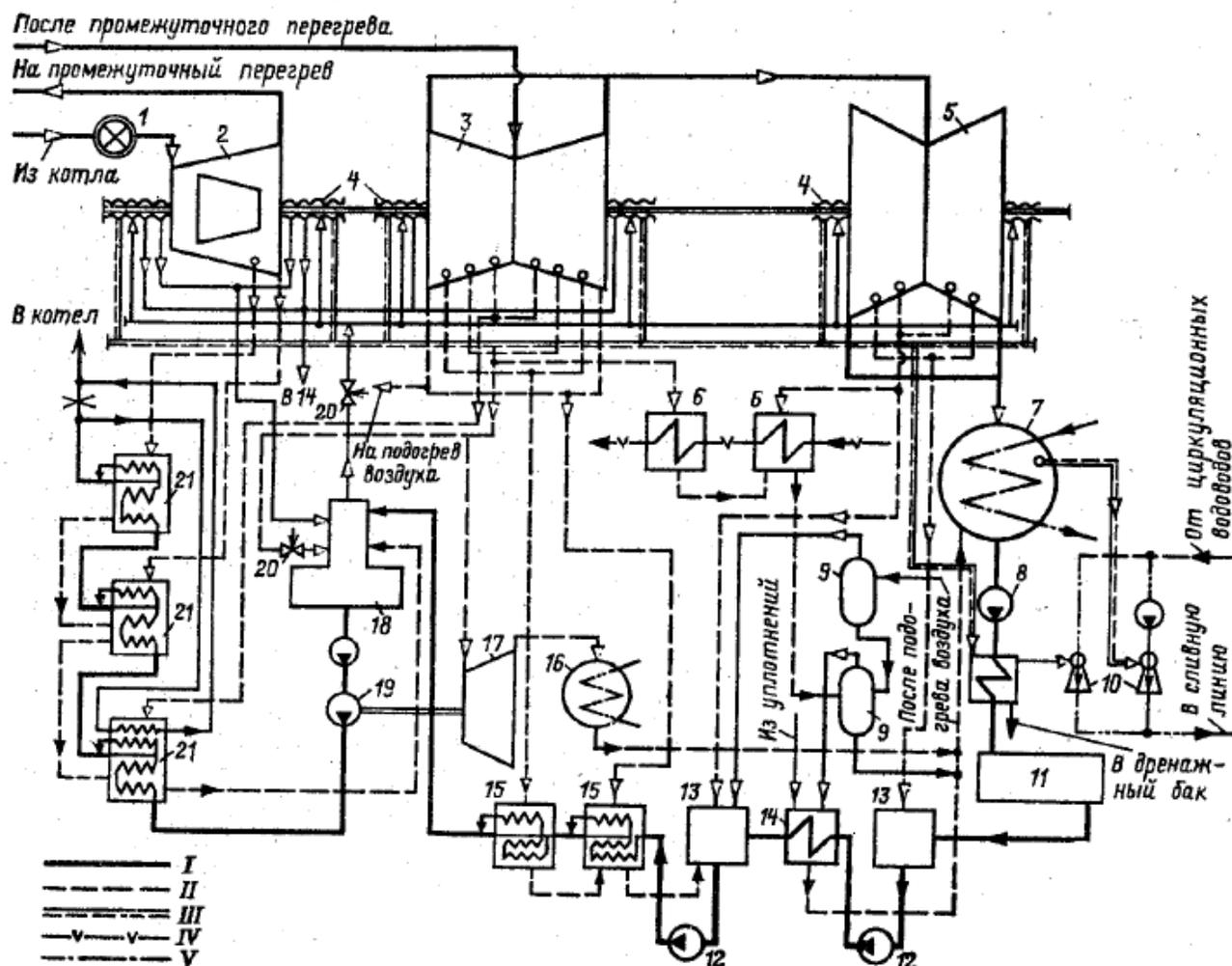


Рис.1.7. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки К-800-23,5 ЛМЗ:

1 – блок клапанов; 2 – ЦВД; 3 – ЦСД; 4 – уплотнения вала турбины; 5 – ЦНД (3 шт.); 6 – сетевые подогреватели; 7 – конденсатор; 8 – конденсатный насос 1-го подъема; 9 – расширитель дренажей; 10 – эжекторы водоструйные; 11 – конденсатоочистка; 12 – конденсатные насосы 2-го и 3-го подъемов; 13 – подогреватели низкого давления смешивающие; 14 – сальниковый подогреватель; 15 – подогреватели низкого давления поверхностные; 16 – конденсатор приводной турбины питательного насоса; 17 – турбопривод питательного насоса; 18 – деаэратор; 19 – питательный насос; 20 – регулирующий клапан; 21 – ПВД (2 нитки, начиная от деаэратора); I – V - см. обозначения на рис.1.6.

Турбопривод, в частности, позволяет:

- исключить двухступенчатое преобразование энергии (теплоты пара – в электрическую и электрическую – в механическую);
- осуществлять плавное регулирование частоты вращения насосов без гидромффт и других сложных устройств;
- уменьшить удельную паровую нагрузку выхлопов основной турбины и, как следствие, уменьшить выхлопные потери (при использовании конденсационной приводной турбины). Подвод пара к приводной турбине предусматривается из отбора главной турбины (как правило, после промежуточного перегрева), а в пусковых и аварийных ситуациях – из коллектора собственных нужд.

6. Деаэратор и питательный насос делят систему регенеративного подогрева на группы подогревателей высокого (ПВД) и низкого (ПНД) давлений. При наличии испарительной установки между ПНД может включаться конденсатор испарителя (КИ). К группе ПНД относятся вспомогательные подогреватели, использующие теплоту пара эжекторов и уплотнений турбины и др.

7. Протечки пара через лабиринтовые уплотнения турбины из различных камер уплотнений отводятся в один из ПНД, деаэратор (рис.1.7), в один из ПНД (в паропровод соответствующего отбора) или в сальниковый подогреватель. Значительный по расходу поток пара из уплотнений и штоков клапанов турбины может направляться в саму турбину, как, например, показано на рис.1.6. В предпоследние камеры лабиринтовых уплотнений подводится пар из коллектора уплотнений, в котором посредством регулирующего клапана поддерживается постоянное давление (примерно $0,1 \div 0,2$ МПа). Из последних (концевых) камер пар отсасывается эжектором и затем конденсируется в соответствующем теплообменнике.

8. Принципиальная тепловая схема предусматривает также решение вопроса о способе приготовления добавочной воды (термическое обессоливание, например) и месте ввода ее в цикл. Часто применяется химическое обессоливание с подачей добавочной воды из системы химводоочистки (ХВО) в конденсатор турбины.

1.4.1. Принципиальная тепловая схема турбины с противодавлением

Принципиальная схема установки турбины *I* с противодавлением типа **P** изображена на рис. 1.8.

К турбине из котла подводится свежий пар с параметрами p_0 и t_0 . В турбине *I* происходит расширение пара до конечного давления p_n , отработавший пар поступает к потребителю теплоты 4 . Для турбин с противодавлением характерен режим работы по тепловому графику, когда расход отработавшего пара определяется тепловым потреблением.

Электрическая мощность, развиваемая турбиной без отборов, определяется по формуле:

$$N_э = G_{п}H_0\eta_{0i}\eta_{м}\eta_{э.г} = G_{п}H_0\eta_{о.э}. \quad (1.3)$$

Входящий в формулу (1.3) КПД $\eta_{о.э}$ при постоянных параметрах пара зависит главным образом от объемного расхода пара через турбину, а располагаемый теплоперепад H_0 не меняется, поэтому мощность турбины с противодавлением однозначно определяется расходом $G_{п}$ протекающего через нее пара и не может быть изменена произвольно без соответствующего изменения теплового потребления.

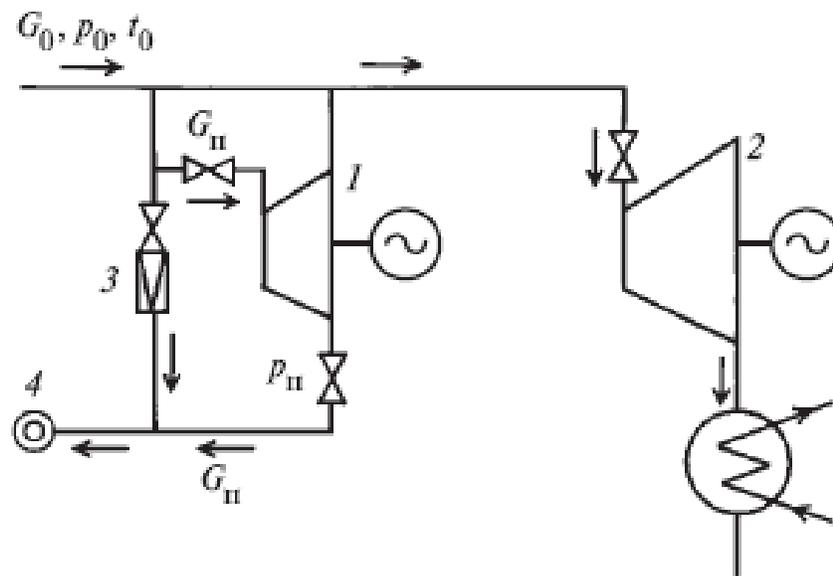


Рис. 1.8. Принципиальная схема установки с турбиной с противодавлением и конденсационной турбиной

Турбина с противодавлением, работая изолированно, не может полностью обеспечить потребителей электрической энергией, так как обычно графики потребления тепловой и электрической энергии не совпадают. Для решения этой проблемы в современных энергетических системах турбины с противодавлением устанавливают параллельно с конденсационными турбинами 2. Работая параллельно, турбина с противодавлением вырабатывает лишь ту электрическую мощность, которая определяется расходом пара, необходимого тепловому потребителю, а остальная выработка электрической энергии обеспечивается конденсационными турбинами.

В линию теплового потребителя в часы максимальных тепловых нагрузок может добавляться редуцированный свежий пар через редуциционно-охладительную установку (РОУ) 3, если расход пара, требуемый тепловым потребителем, превышает максимальную пропускную способность турбины. Это

также позволяет снабжать теплового потребителя 4 паром в период остановки турбины 1.

Область применения турбин с противодавлением ограничивает то обстоятельство, что электрическая мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, целиком определяется нагрузкой теплового потребителя, часто не позволяет достаточно эффективно использовать установленную мощность турбоагрегата.

1.4.2. Принципиальная тепловая схема турбины с промежуточным регулируемым отбором пара

Конденсационные турбины с регулируемым отбором пара получили широкое распространение, так как они могут одновременно удовлетворять внешних потребителей электрической энергией и теплотой. У конденсационных турбин с регулируемым отбором пара выработка электрической энергии не зависит от тепловой нагрузки.

Состав турбины с регулируемым отбором пара следующий (рис. 1.9,а): группа ступеней 1, расположенных до отбора, называется частью высокого давления (ЧВД), а группа ступеней 2, находящихся от отбора до конденсатора 3, — частью низкого давления (ЧНД).

К турбине подводится свежий пар с давлением p_0 и температурой t_0 через группу клапанов: стопорный 8 и регулирующий 7. В ЧВД пар расширяется до давления $p_{\text{п}}$, которое поддерживается постоянным и определяется тепловым потребителем 9.

Поток пара (G_0), пройдя ЧВД, разветвляется: часть пара ($G_{\text{п}}$) через отсечный 4 и обратный 5 клапаны идет к тепловому потребителю 9, а часть пара ($G_{\text{к}}$) направляется через регулирующие органы 6 в ЧНД, где расширяется до давления $p_{\text{к}}$ в конденсаторе 3. РОУ 10 служит для снабжения паром теплового потребителя 9 при неработающей турбине.

Для турбины с одним регулируемым отбором пара (без учета отборов пара на регенерацию) электрическая мощность N_3 , кВт, определяется по выражениям:

$$N_3 = N_i \eta_m \eta_{\text{э.г}};$$

$$N_i = N'_i + N''_i = G_0(h_0 - h_{\text{п}}) + G_{\text{к}}(h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) = G_0 H'_0 \eta'_{0i} +$$

$$+ G_0 H''_0 \eta''_{0i} = G_0 H'_0 \eta'_{0i} + G_0 H_0 \eta_{0i}, \quad (1.4)$$

где N'_i и N''_i — внутренние мощности ЧВД и ЧНД, кВт; G_0 , $G_{\text{п}}$, $G_{\text{к}}$ — расходы пара, соответственно, через турбину, ЧВД, ЧНД, кг/с; h_0 , $h_{\text{п}}$, $h_{\text{к}}$ — энтальпии, соответственно, свежего пара, пара в отборе и отработавшего пара (рис. 1.9,б),

кДж/кг; H_0, H'_0, H''_0 — располагаемые теплоперепады, соответственно, турбины, ЧВД, ЧНД, кДж/кг; $\eta_{oi}, \eta'_{oi}, \eta''_{oi}$ — внутренние относительные КПД, соответственно, турбины, ЧВД, ЧНД; η_m — механический КПД; $\eta_{э.г}$ — КПД генератора.

Исключив из (1.4) расход пара $G_k = G_0 - G_{п}$, поступающего в конденсатор, получим выражение для расхода свежего пара на турбину с отбором пара:

$$G_0 = \frac{N_i}{h_0 - h_{к1}} + G_{п} \frac{h_{п} - h_{к}}{h_0 - h_{к}} = \frac{1}{H_i} (N_i + G_{п} H_i'') = \frac{N_{э}}{H_i \eta_m \eta_{э.г}} + G_{п} \frac{H_i''}{H_i}. \quad (1.5)$$

При постоянных использованных теплоперепадах ЧНД H''_i и всей турбины H_i расход пара на турбину с регулируемым отбором зависит от электрической мощности $N_{э}$ и отбора пара $G_{п}$ на тепловое потребление.

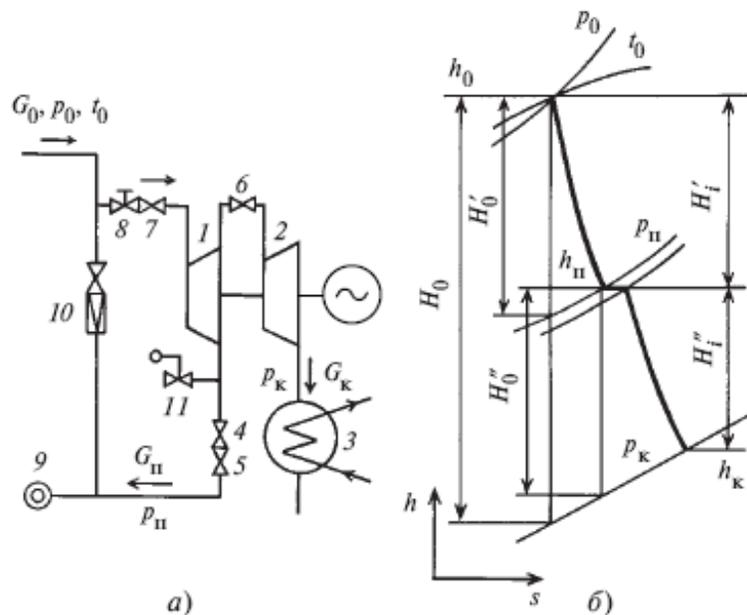


Рис. 1.9. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в h - s -диаграмме (б) турбинной установки с регулируемым отбором пара

Особенности турбин с регулируемым отбором пара:

1. Характерным для турбин с отбором пара является многообразие возможных режимов работы. Принято различать в зависимости от тепловой нагрузки две группы режимов: конденсационные и теплофикационные.

Конденсационным называют режим работы турбины, когда расход пара в регулируемый отбор равен нулю. Он идентичен режиму работы конденсационной турбины.

Режимы, которые характеризуются наличием тепловой нагрузки, называются теплофикационными. В зависимости от её характера турбины могут иметь режим работы по тепловому или электрическому графику. При работе

турбины по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления. На таких режимах регулирующие органы ЧНД находятся в неподвижном положении, а изменение нагрузки теплового потребителя и мощности турбины обеспечивается органами парораспределения ЧВД.

При этом возможен режим работы турбины с противодавлением, когда регулирующие органы ЧНД закрыты и весь пар направляется в регулируемый отбор. В таком режиме через ЧНД принудительно пропускается некоторое количество пара для отвода теплоты трения и вентиляции вращающихся элементов ротора. На режимах работы турбины по электрическому графику регулирующие органы ЧНД могут иметь произвольную степень открытия.

Для турбин с регулируемым отбором пара, работающих по электрическому графику с независимым заданием электрической нагрузки, характерны:

- наличие тепловой нагрузки, которая ограничивает возможность снижения электрической мощности ниже некоторого минимального значения, определяемого регулируемым отбором пара;
- возможность увеличивать электрическую мощность вплоть до максимальной за счет пропуска пара в конденсатор.

2. В турбине с отбором пара применяют сопловое парораспределение, так как многообразие возможных режимов работы турбин с отбором пара определяет изменение в широком диапазоне количества пара, протекающего через ЧВД. В такой турбине с отбором пара (см.рис. 1.9) регулированию подвергаются потоки пара, поступающие как в ЧВД, так и в ЧНД, причем давление пара, отводимого к тепловому потребителю, поддерживается постоянным и не зависящим от мощности турбины и расхода пара.

Может возникнуть ситуация, когда в результате неправильной работы системы регулирования, регулирующие органы ЧНД закроются раньше, чем регулирующие клапаны ЧВД. Тогда корпус ЧВД и примыкающие к нему трубопроводы могут оказаться под полным давлением пара, идущего из котла. Для предотвращения возможных аварийных ситуаций на паропроводе, связанном с камерой отбора, обязательно устанавливают предохранительный клапан 11 (см.рис. 1.9).

3. Если при внезапном отключении генератора не закроются регулирующие органы ЧНД, то пар из паропровода отбора может пойти через ЧНД в конденсатор. При этом пар, расширяясь в ЧНД, может разогнать турбину до частоты вращения, вызывающей ее разрушение. Для предохранения турбины от такого разгона на паропроводах как регулируемых, так и нерегулируемых отборов обязательно устанавливают обратные клапаны 5. Кроме того, предусмотрено принудительное закрытие отсечного клапана 4 и регулирующих органов 6 одновременно с закрытием регулирующего 7 и стопорного 8 клапанов на линии подвода свежего пара в турбину (см.рис. 1.9). А примыкающий паропровод

отбираемого пара к турбине с регулируемым отбором пара, имеет, как правило, большую вместимость.

4. При аварийной остановке одной из турбин, когда линия отбора пара питается от нескольких турбин, возможно существенное понижение давления в ней. При этом резко возрастает перепад давлений на диафрагмах последних ступеней ЧВД турбин, оставшихся в работе, что может привести к их механическим повреждениям. Эта опасность тем больше, чем выше давление отбираемого пара. Для повышения надежности работы турбины должно быть предусмотрено устройство, отключающее доступ пара в турбину или линию отбора при внезапном повышении перепада давлений на последней ступени ЧВД. В теплофикационных турбинах такой опасности не существует, так как диафрагма последней ступени ЧВД этих турбин рассчитана на уменьшение давления в отборе до нуля.

1.4.3. Принципиальная тепловая схема турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара

Когда на ТЭЦ для обеспечения нужд теплового потребителя необходимо иметь пар двух различных давлений (например, для отопительных и промышленных целей), то устанавливают турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара типа ПР.

На рис. 1.10 показана принципиальная схема установки с турбиной типа ПР.

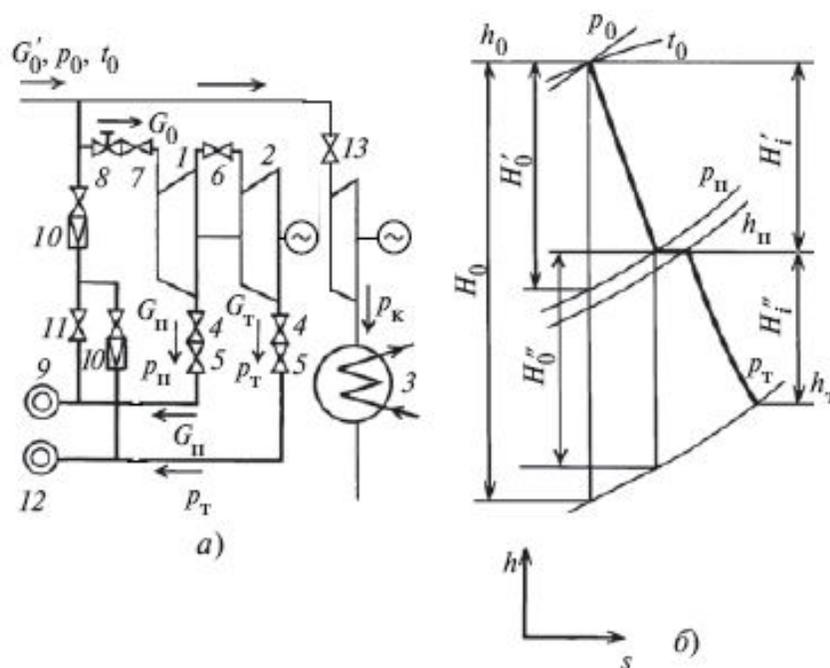


Рис. 1.10. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в h - s -диаграмме (б) турбинной установки с противодавлением и регулируемым отбором пара

Свежий пар подводится к турбине с параметрами p_0, t_0 и расширяется в ЧВД 1 до давления $p_{\text{п}}$, необходимого для производственного теплового потребителя 9. Далее поток пара разветвляется: часть пара ($G_{\text{п}}$) направляется к производственному тепловому потребителю 9, а оставшийся пар в количестве $G_{\text{т}}$ через регулирующие органы б проходит в ЧНД 2, где расширяется до давления $p_{\text{т}}$, которое определяется потребителем теплоты низкого потенциала 12 (система отопления, а также горячее водоснабжение).

Параллельно с такой турбиной обычно бывает включена конденсационная турбина 13, которая воспринимает колебания электрической нагрузки, поскольку турбина с противодавлением и отбором пара рационально может быть использована лишь при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты. Оборудование турбоустановки, изображенной на рис. 1.10, такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 1.9), и имеет те же обозначения.

Внутренняя мощность, развиваемая турбиной с противодавлением и отбором пара, определяется нагрузкой тепловых потребителей и составляет:

$$N_i = \frac{N_{\text{э}}}{\eta_{\text{м}}\eta_{\text{э.г}}} = G_0(h_0 - h_{\text{п}}) + G_{\text{т}}(h_{\text{п}} - h_{\text{т}}) = \\ = G_0 H'_0 \eta'_{0i} + G_{\text{т}} H''_0 \eta''_{0i} = G_{\text{п}} H'_0 \eta'_{0i} + G_{\text{т}} H_0 \eta_{0i}, \quad (1.6)$$

где $G_0, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}, h_0, h_{\text{п}}, h_{\text{т}}$ — расходы и энтальпии свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы; $H_0, H'_0, H''_0, \eta_{0i}, \eta'_{0i}, \eta''_{0i}$ — располагаемые теплоперепады и внутренние относительные КПД турбины, ЧВД и ЧНД.

Турбины с противодавлением и отбором пара имеют существенный недостаток - неполное использование оборудования установки в периоды сокращенного теплового потребления.

1.4.4. Принципиальная тепловая схема турбины с двумя регулируемым отборами пара

Значительное преимущество перед турбинами с противодавлением для одновременного обслуживания двух тепловых потребителей с различными параметрами пара имеют турбины с двумя регулируемым отборами пара (типа ПТ). Турбина такого типа делится на три самостоятельных отсека (рис. 1.11,а): группа ступеней, размещенных до промышленного отбора, — ЧВД (1); группа ступеней, расположенных между отборами, — ЧСД (13) и группа ступеней, расположенных от теплофикационного отбора до конденсатора, — ЧНД (2).

В ЧВД свежий пар в количестве G_0 и с параметрами p_0, t_0 расширяется до давления $p_{\text{п}}$, при котором часть пара ($G_{\text{п}}$) отбирается для промышленного

теплового потребителя 9. Далее пар в количестве $G = G_0 - G_{\text{п}}$ проходит через регулирующие клапаны 14 в ЧСД 13, где происходит его расширение до давления $p_{\text{т}}$, при котором производится теплофикационный отбор ($G_{\text{т}}$) для низкопотенциального потребителя теплоты 12. Оставшаяся часть пара в количестве $G_{\text{к}} = G_0 - G_{\text{п}} - G_{\text{т}}$ поступает в ЧНД 2 и расширяется там до давления в конденсаторе $p_{\text{к}}$.

Для турбоустановки с двумя отборами пара остальное оборудование такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 1.9), и имеет те же обозначения.

Внутренняя мощность N_i , кВт, развиваемая турбиной с двумя регулируемы отборами пара (без учета отборов на регенерацию), определяется как сумма мощностей всех ее частей (рис. 1.11, б):

$$N_i = \frac{N_э}{\eta_{\text{м}}\eta_{\text{э.г}}} = N_i' + N_i'' + N_i''' = G_0 H_0' \eta_{0i}' + (G_0 - G_{\text{п}}) H_0'' \eta_{0i}'' + (G_0 - G_{\text{п}} - G_{\text{т}}) H_0''' \eta_{0i}''' \quad (1.7)$$

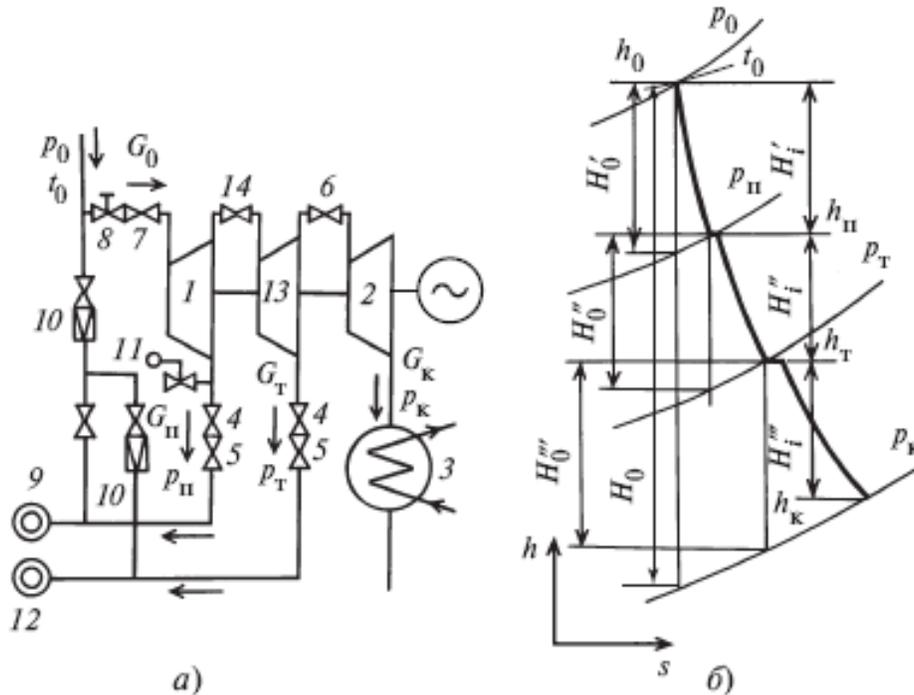


Рис. 1.11. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в h - s -диаграмме (б) турбинной установки с двумя регулируемы отборами пара

Решая (1.7) относительно G_0 , получаем выражение для расхода пара на турбину с двумя регулируемы отборами:

$$G_0 = \frac{N_э}{H_0 \eta_{0i} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}}} + G_{\text{п}} \frac{H_0'' \eta_{0i}'' + H_0''' \eta_{0i}'''}{H_0 \eta_{0i}} + G_{\text{т}} \frac{H_0''' \eta_{0i}'''}{H_0 \eta_{0i}} \quad (1.8)$$

В (1.7) и (1.8) приняты следующие обозначения: N_i', N_i'', N_i''' — внутренние мощности, соответственно, ЧВД, ЧСД, ЧНД, кВт; $G_0, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}$ — расходы,

соответственно, свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы, кг/с; H_0, H'_0, H''_0, H'''_0 — располагаемые теплоперепады, соответственно, турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД, кДж/кг, (рис. 1.11,б); $\eta_{oi}, \eta'_{oi}, \eta''_{oi}, \eta'''_{oi}$ — внутренние относительные КПД, соответственно, турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД.

1.4.5. Принципиальная тепловая схема турбины с двумя отопительными отборами пара

Теплофикационные турбины мощностью 50 МВт и выше, выпускаемые в РФ, имеют два отопительных регулируемых отбора пара для ступенчатого подогрева сетевой воды, осуществляемого в двух последовательно расположенных подогревателях. Необходимое давление отбираемого пара определяется температурой воды на выходе из каждой ступени подогрева. Для подогрева сетевой воды используют 70—80 % расхода пара на турбину, а разность температур подогрева сетевой воды составляет 40—50 °С.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки с двумя отопительными отборами (верхним 4 и нижним 5) представлена на рис. 1.12,а.

К турбине подводится свежий пар в количестве G_0 с параметрами p_0 и t_0 через стопорный 8 и регулирующий 7 клапаны. В ЧВД 1 пар расширяется до давления в нижнем отопительном отборе 5 и затем через регулирующий орган 6 направляется в ЧНД 2. Остальное оборудование турбоустановки с двумя отопительными отборами пара аналогично оборудованию турбины с двумя отборами пара (см. рис. 1.11).

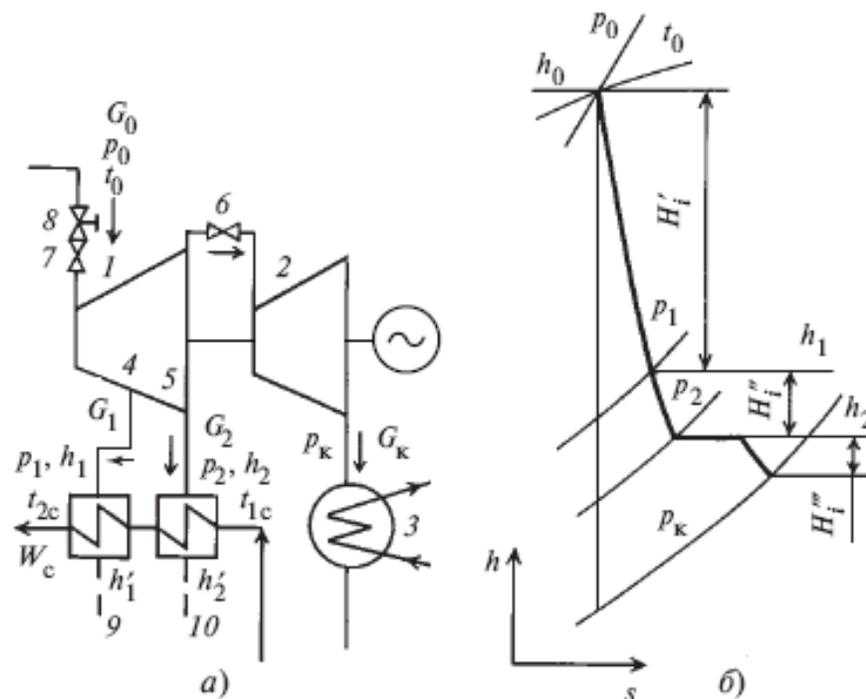


Рис. 1.12. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в h - s -диаграмме (б) турбинной установки с двухступенчатым отбором пара

В верхний отбор 4 пар с расходом G_1 отбирается при давлении p_1 и с энтальпией h_1 (рис. 1.12,б), а в нижний отбор 5 пар с расходом G_2 — при параметрах p_2 и h_2 . Поскольку в турбине имеется только один регулирующий орган ЧНД, то регулируемое давление может поддерживаться только в одном из двух отопительных отборов пара: в верхнем — при включенных обоих отборах, в нижнем — при включенном нижнем отборе.

Подогреватель сетевой воды состоит из двух подогревателей (бойлеров) 9 и 10 поверхностного типа. Требуемая температура сетевой воды, направляемой тепловому потребителю, определяется давлением пара верхнего отбора. Распределение тепловой нагрузки между верхним и нижним отборами определяется температурами сетевой воды до и после сетевых подогревателей, расходом сетевой воды и электрической нагрузкой.

Внутренняя мощность турбины N_i с двумя отопительными отборами пара определяется по выражению (без учета регенеративных отборов)

$$N_i = \frac{N_{\Sigma}}{\eta_m \eta_{\Sigma,Г}} = G_0 H_i' + (G_0 - G_1) H_i'' + (G_0 - G_1 - G_2) H_i''', \text{ кВт.} \quad (1.9)$$

Тепловая нагрузка турбины Q_T составляет

$$Q_T = W_c c_v (t_{2c} - t_{1c}) = G_1 (h_1 - h_1') + G_2 (h_2 - h_2'), \text{ кВт.} \quad (1.10)$$

В формулах (1.9) и (1.10) приняты следующие обозначения: G_0, G_1, G_2 — расходы пара, соответственно, на турбину, в верхний и нижний отопительный отборы, кг/с; H_i', H_i'', H_i''' — использованные теплоперепады ступеней турбины до верхнего отбора, между отборами и ЧНД (см. рис. 1.12,б), кДж/кг; W_c — расход сетевой воды, кг/с; $c_v = 4,19$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; t_{1c}, t_{2c} — температуры воды на входе в подогреватели и выходе из них, °С; h_1, h_2 — энтальпии пара в верхнем и нижнем отопительных отборах, кДж/кг; h_1', h_2' — энтальпии конденсата греющего пара в подогревателях 9 и 10, кДж/кг.

В зависимости от соотношения тепловой и электрической нагрузок современные турбины с двухступенчатым отбором пара могут иметь разнообразные теплофикационные режимы работы. При режимах работы по тепловому графику при заданной тепловой нагрузке Q_T регулирующий орган б перед ЧНД закрыт. Мощность турбины определяется тепловой нагрузкой, а расход пара через ЧНД ограничивается значением $G_{к.мин}$, определяемым условиями надежной работы турбины. При работе турбины по электрическому графику возможны независимые изменения тепловой и электрической нагрузок. Регулирующий орган б открыт частично или полностью, что позволяет при постоянной тепловой нагрузке пропустить через турбину дополнительный расход свежего пара, поступающего через ЧНД в конденсатор 3 (см. рис. 1.12). Этот расход обеспечивает получение дополнительной мощности по сравнению с режимом работы по тепловому графику с той же тепловой нагрузкой. Таким образом, расход пара через ЧНД зависит от заданной электрической нагрузки.

1.4.6. Применение встроенных пучков в конденсаторах теплофикационных турбин

При режимах работы с тепловой нагрузкой в турбинах с регулируемым отбором пара не допускается нулевой пропуск пара в конденсатор. Для охлаждения ступеней ЧНД необходим минимальный пропуск пара, который определяется конструкцией турбины (размерами облопачивания ЧНД, плотностью регулирующих органов ЧНД и т.п.) и режимом ее работы (вакуум, давление в камере отбора).

Теплота пара, поступающего в конденсатор, передается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Для снижения этой теплоты часть поверхности конденсатора выделяется в специальный теплофикационный пучок. В трубки пучка предусмотрен подвод как циркуляционной воды, так и воды тепловых сетей. Площадь поверхности встроенного пучка составляет примерно 15 % общей площади поверхности конденсатора.

Конструкция конденсатора со встроенным пучком, имеющим самостоятельные водяные камеры и общее с основной поверхностью паровое пространство, является типовым решением для теплофикационных турбин мощностью 50 МВт и выше.

Принципиальная тепловая схема турбинной установки со встроенным теплофикационным пучком в конденсаторе представлена на рис. 1.13,а.

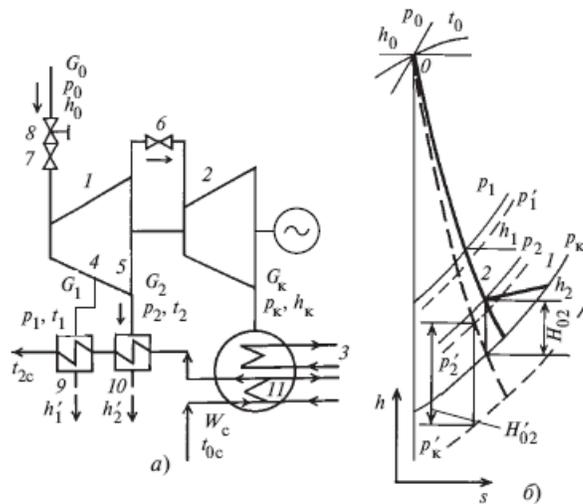


Рис. 1.13. Принципиальная тепловая схема (а) и процесс расширения пара в $h-s$ -диаграмме (б) турбинной установки с двухступенчатым отбором пара и встроенным теплофикационным пучком

К основному пучку труб конденсатора 3 предусмотрен подвод только циркуляционной воды, а к встроенному пучку 11 — циркуляционной воды и воды тепловых сетей (обратной сетевой или подпиточной). Остальное оборудование

турбоустановки имеет то же назначение и обозначение, как и в турбинной установке с двухступенчатым отбором пара (см. рис. 1.12).

При режиме работы с конденсационной выработкой электроэнергии, в основной и во встроенный пучки поступает только циркуляционная вода. При работе по тепловому графику подвод циркуляционной воды к основному и к встроенному пучкам отключается, и встроенный пучок охлаждается сетевой или подпиточной водой. В этом случае регулирующим органом б ЧНД (см. рис. 1.13,а) закрыт и турбина работает в режиме, аналогичном режиму работы турбины с противодавлением. Одновременно исключается возможность независимого задания тепловой и электрических нагрузок, так как электрическая мощность турбины при таком режиме работы определяется значением и параметрами тепловой нагрузки.

Перевод турбины на работу с использованием встроенного пучка вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов по ступеням. На рис. 1.13,б изображен тепловой процесс расширения пара в турбине в $h-s$ -диаграмме при работе на конденсационном режиме (штриховые линии) и с включенным теплофикационным пучком (сплошные линии). Для ЧВД турбины режим работы с включенным встроенным пучком связан с увеличением давлений в регулируемых отборах ($p_1 > p'_1$; $p_2 > p'_2$), что приводит к снижению мощности турбины, вырабатываемой на потоках пара в отборы.

Вследствие ухудшения вакуума в конденсаторе в ЧНД турбины резко снижается располагаемый теплоперепад ($H'_{02} > H_{02}$), и ее ступени работают с большим отношением скоростей u/c_ϕ и меньшим КПД. В отдельных случаях потери энергии в ЧНД превышают ее располагаемый теплоперепад, тогда ступени ЧНД работают с отрицательным КПД и потребляют мощность (линия 1—2 на рис. 1.13,б). При таких режимах за счет возрастания температуры пара, проходящего через ЧНД, ухудшается температурный режим выходного патрубка турбины.

1.4.7. Особенности принципиальной тепловой схемы современной паротурбинной установки ТЭС

В целях повышения экономичности в современных паротурбинных установках средней и большой мощности применяют широко развитую систему регенерации с большим числом регенеративных отборов и использованием пара концевых лабиринтных уплотнений, уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и др. Простейшая принципиальная тепловая схема установки с одноцилиндровой конденсационной турбиной показана на рис. 1.14.

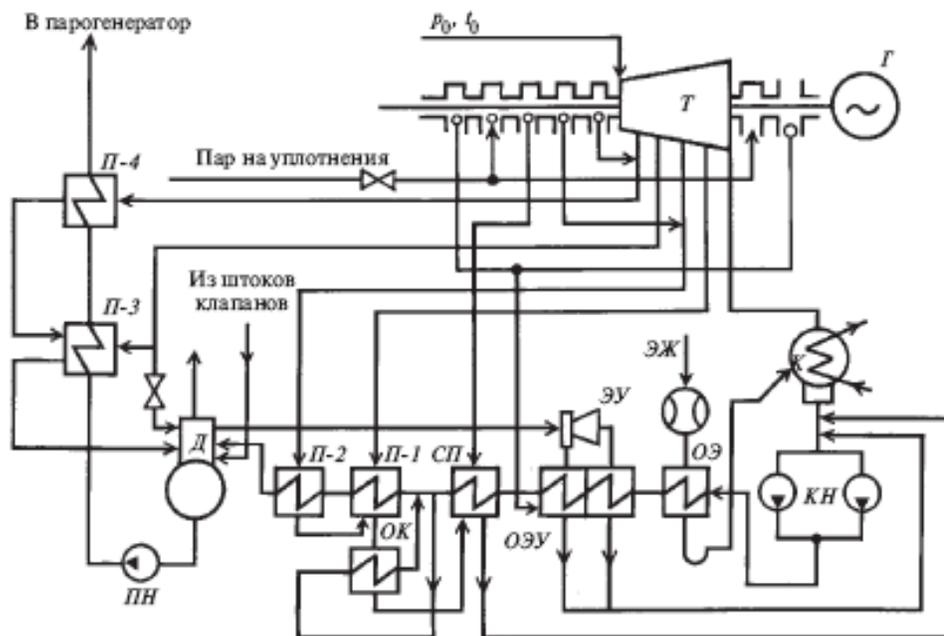


Рис. 1.14. Принципиальная тепловая схема турбинной установки с использованием утечек пара концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов турбины:

T — турбина; G — генератор; K — конденсатор; $КН$ — конденсатный насос; $ЭЖ$ — основной эжектор; $ОЭ$ — охладитель основного эжектора; $ЭУ$ — эжектор уплотнений; $ОЭУ$ — охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений; $СП$ — сальниковый подогреватель; $П-1 \div П-4$ — подогреватели; $ОК$ — охладитель конденсата; $Д$ — деаэратор; $ПН$ — питательный насос

Из котла свежий пар поступает в турбину по главному паропроводу с параметрами p_0, t_0 . После расширения в проточной части турбины до давления p_k он направляется в конденсатор, где, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется. Для поддержания глубокого вакуума ($p_k = 3 \div 5$ кПа) из парового пространства конденсатора специальным эжектором $ЭЖ$ постоянно отсасывается паровоздушная смесь.

Из-за присосов воздуха через неплотности вакуумной системы турбинной установки и с добавочной водой в конденсат попадают кислород и свободная углекислота. Конденсат отработавшего пара стекает в конденсатосборник, из которого затем забирается конденсатными насосами $КН$ и подается через охладитель эжектора $ОЭ$, охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений $ОЭУ$, сальниковый подогреватель $СП$ и регенеративные подогреватели низкого давления $П-1, П-2$ в деаэратор $Д$. Деаэратор предназначен для удаления растворенных в конденсате агрессивных газов (O_2 и CO_2), вызывающих коррозию металлических поверхностей. В деаэраторе агрессивные газы удаляются при нагревании конденсата и добавочной воды паром за счет их смешивания и конденсации пара. Температура воды в деаэраторном баке близка к температуре насыщения греющего пара.

В современных паротурбинных установках с высоким давлением питательной воды устанавливают деаэраторы повышенного давления 0,6÷0,7 МПа с температурой насыщения 158÷165 °С.

Конденсат пара, отработавшего в турбине и протекающего на участке от конденсатора до деаэратора, принято называть конденсатом, а после удаления из него агрессивных газов на участке от деаэратора до котла — питательной водой. Питательная вода из деаэратора забирается питательным насосом ПН и под высоким давлением (на блоках со сверхкритическими параметрами до 35 МПа) подается через подогреватели высокого давления П-3, П-4 в котел.

В целях более эффективного использования теплоты перегретого пара регенеративных отборов высокого давления подогреватели высокого давления выполняются с тремя зонами нагрева:

- основной зоной, где теплота отдается питательной воде за счет конденсации греющего пара;
- зоной для съема теплоты перегрева, размещаемой в верхней части подогревателя (пароохладитель);
- зоной охлаждения конденсата греющего пара в нижней части подогревателя.

Пар концевых лабиринтных уплотнений турбины отсасывается из крайних камер уплотнений, где поддерживается давление 95÷97 кПа, специальным эжектором и направляется в охладитель эжектора отсоса, через который прокачивается основной конденсат.

Часть пара повышенного давления из концевых лабиринтных уплотнений направляется в первый и третий регенеративные отборы.

Для того, чтобы не допустить присоса воздуха в вакуумную систему через концевые уплотнения турбины, в каждой предпоследней камере концевых уплотнений поддерживается небольшое избыточное давление (110÷120 кПа) с помощью специального регулятора, установленного на подводе уплотняющего пара к этой камере из деаэратора.

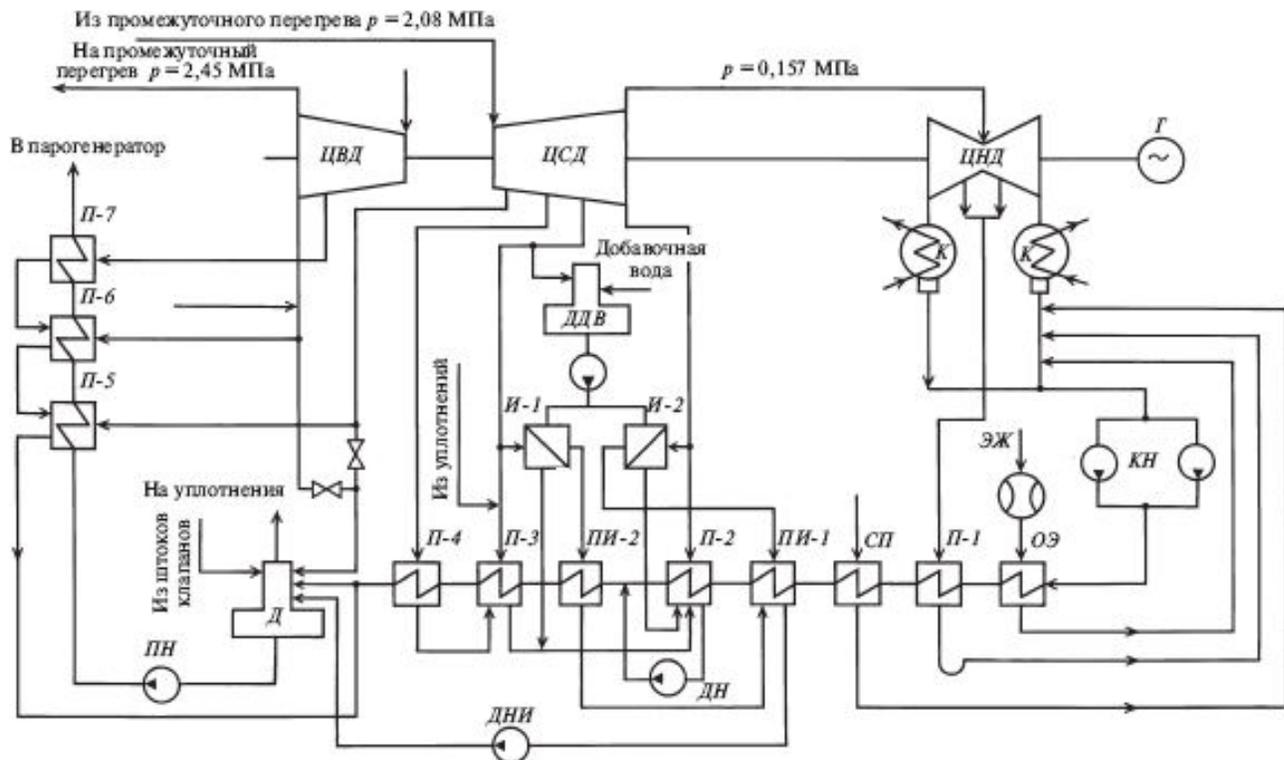


Рис. 1.15. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ:
 ДДВ — деаэратор добавочной воды; остальные обозначения те же, что на рис. 1.14

Таким образом, мероприятия, направленные на повышение тепловой экономичности за счет повышения термического КПД цикла и комбинированного производства тепловой и электрической энергии, приводят к следующим основным особенностям современных паровых турбин:

- в турбинах срабатывает большой теплоперепад (на уровне $1000 \div 1600$ кДж/кг);
- в турбине происходит значительное увеличение удельного объема в процессе расширения (удельный объем на выходе превосходит удельный объем на входе более чем в 1000 раз);
- конструкция турбины существенно усложняется;
- усложняется тепловая схема паротурбинной установки.

В качестве примеров рассмотрим тепловые схемы блочных паротурбинных установок К-200-12,8 и К-300-23,5.

Конденсационная паровая турбина К-200-12,8 мощностью 200 МВт рассчитана на начальные параметры пара $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 565$ °С с промежуточным перегревом до $t_{nn} = 565$ °С при давлении $p_{nn} = 2,45$ МПа. При номинальной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{l6} = 10$ °С давление пара в нем $p_k = 3,33$ кПа. Расход свежего пара через турбину при номинальном режиме составляет 600 т/ч; расход пара через

конденсатор — 450 т/ч. Расчетный удельный расход теплоты $q_3 = 8100$ кДж/(кВт·ч).

Турбина имеет семь регенеративных отборов пара для подогрева конденсата и питательной воды до 239 °С (рис. 1.15). Подогрев конденсата осуществляется в трех подогревателях низкого давления, сальниковом подогревателе, подогревателе испарителя и деаэраторе, подогрев питательной воды — в трех подогревателях высокого давления.

Конденсат греющего пара четвертого, пятого и шестого отборов дренажным насосом ДН подается в линию основного конденсата.

Давление и расход пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор	1(П-7)	2(П-6)	3(П-5 и деаэратор)	
p , МПа	3,37	2,77	1,04/0,59	
G , т/ч	26,0	38,8	17,0	
Отбор	4(П-4)	5(П-3)	6(П-2)	7(П-1)
p , МПа	0,548	0,238	0,11	0,023
G , т/ч	23,7	16,0	23,6	21,4

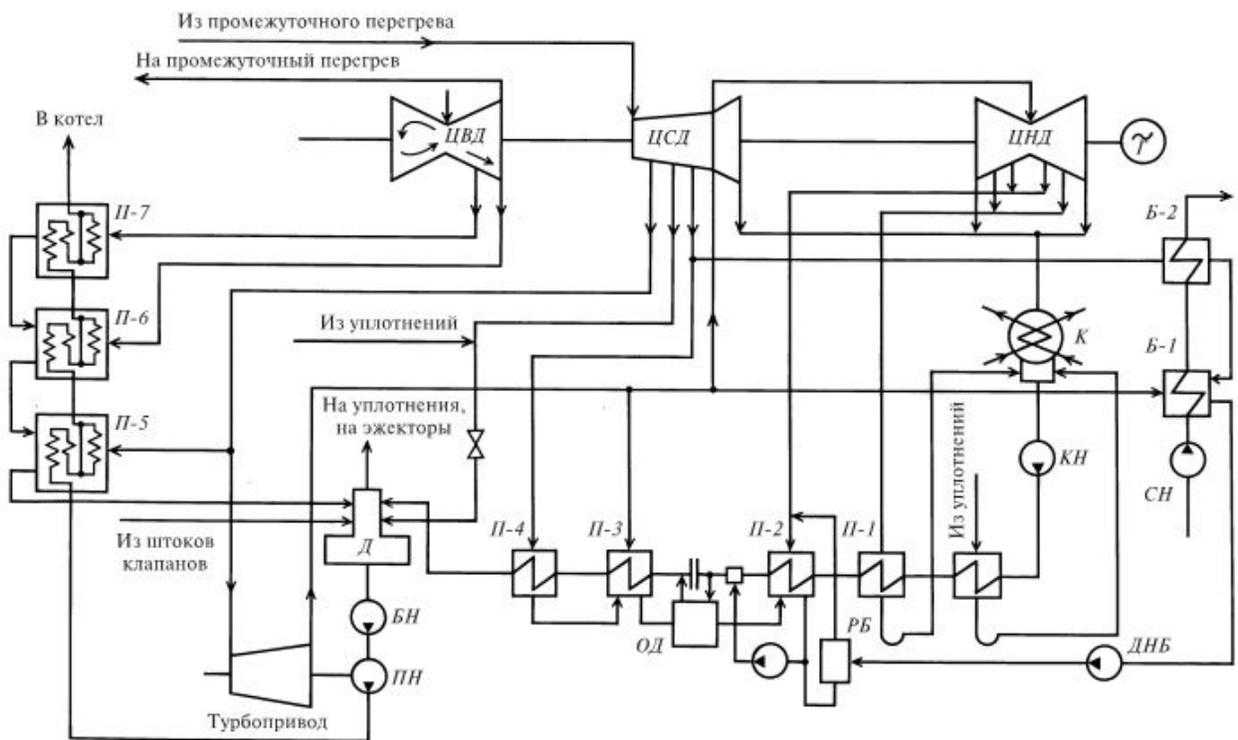


Рис. 1.16. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки (К-300-23,5):

Б-1, Б-2 — бойлеры; БН — бустерный насос; ОД — охладитель дренажа; ДНБ — дренажный насос бойлеров; СН — сетевой насос; РБ — расширитель бойлерный; остальные обозначения те же, что на рис. 1.14

В тепловую схему включены также два одноступенчатых испарителя И-1 и И-2 для восполнения потерь пара и конденсата в количестве около 3 % максимального расхода пара на турбину. Деаэрация добавочной химически очищенной воды, поступающей в испарительную установку, осуществляется в

атмосферном деаэраторе. Вторичный пар испарителей используется в подогревателях испарителей ПИ-1 и ПИ-2 для подогрева основного конденсата. Дренаж этих испарителей подается дренажным насосом ДНИ в основной деаэратор.

На рис. 1.16 приведена принципиальная тепловая схема одной из современных *паротурбинных установок К-300-23,5*.

Турбина К-300-23,5 имеет развитую систему регенерации, состоящую из восьми нерегулируемых отборов пара для подогрева питательной воды до 268 °С, а также бойлерную установку для целей теплофикации с отдачей теплоты 63 МДж/ч на подогрев сетевой воды.

Подогреватели высокого давления П-5÷П-7 имеют встроенные отсеки для съема теплоты перегрева греющего пара и охлаждения дренажа.

Добавочная вода после глубокого химического обессоливания поступает непосредственно в конденсатор турбины.

Давление и расходы пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор.	1(П-7)	2(П-6)	3(П-5)	4(деаэратор)
<i>p</i> , МПа	6,46	4,16	1,63	1,08
<i>G</i> , т/ч	61,3	93,0	30,0	53,0
Отбор.	5(П-4)	6(П-3)	7(П-2)	8(П-1)
<i>p</i> , МПа	0,53	0,245	0,092	0,017
<i>G</i> , т/ч	38,2	31,7	33,4	24,4

Контрольные вопросы и примеры к теме 1

1. Каким показателем оценивается работа конденсационной паротурбинной установки?
2. Каким показателем оценивается работа теплофикационных ПТУ и ПТУ с противодавленческими турбинами?
3. Перечислите основные типы турбин в зависимости от характера теплового процесса?
4. Что означают 1-я ÷ 4-я буквы и цифры в обозначении турбины?
5. Что понимается под номинальной мощностью теплофикационных турбин (типов П, Т, ПТ, ПР и ТР) и турбины с противодавлением типа Р?
6. Что понимается под номинальной мощностью конденсационной турбины (тип К)?
7. Какие показатели называют номинальными начальными параметрами пара?
8. Из каких частей состоит паровая турбина?
9. Что называется статором и ротором турбины?
10. Для чего предназначено и каково основное назначение валоповоротного устройства?
11. Что называют пароводяным трактом паротурбинной установки?

12. Что такое тепловая схема паротурбинной установки?
13. В зависимости от детализации, какие бывают тепловые схемы?
14. Каковы особенности принципиальных тепловых схем, разрабатываемых на стадии проектирования?
15. Приведите принципиальную тепловую схему конденсационной турбины с промежуточным регулируемым отбором пара.
16. Что характерно для турбин с регулируемым отбором пара, работающих по электрическому графику с независимым заданием электрической нагрузки?
17. Для чего необходим минимальный пропуск пара через конденсационную турбину?
18. Что применяют в современных паротурбинных установках средней и большой мощности в целях повышения экономичности?
19. С какими зонами нагрева выполняются современные подогреватели высокого давления?
20. К каким особенностям приводят мероприятия, направленные на повышение тепловой экономичности за счет повышения термического КПД цикла и комбинированного производства тепловой и электрической энергии?

ПРИМЕР 1.1: Выполнить расчет принципиальной тепловой схемы паротурбинной установки ТЭС.

Для того, чтобы произвести тепловые расчеты проточной части турбины, необходимо знать расходы пара через каждую ее ступень. Поэтому, прежде чем приступить к тепловому расчету проточной части турбины, проводят расчет её системы регенерации, в результате которого определяют все количества отбираемого на подогрев питательной воды пара, расходы пара через каждый отсек проточной части, расход свежего пара и расход пара в конденсатор.

Дано: Рассчитаем тепловую схему турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ (рис. П.1.1) по следующим исходным данным: параметры свежего пара $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 565$ °С; давление пара при выходе из ЦВД на промежуточный перегрев $p'_{\text{мп}} = 2,28$ МПа, при входе в ЦСД после промежуточного перегрева $p''_{\text{мп}} = 2,06$ МПа, температура пара после промежуточного перегрева $t''_{\text{мп}} = 565$ °С; давление в конденсаторе $p_{\text{к}} = 3,33$ кПа. Тепловой процесс турбины (по данным заводского расчета) изображен в $h-s$ -диаграмме на рис. П.1.2. Энтальпия пара, отбираемого на регенеративный подогрев питательной воды, показана непосредственно на тепловой схеме (см. рис. П.1.1) и на $h-s$ -диаграмме (см. рис. П.1.2).

Решение: Расчет тепловой схемы начинают с определения количества отбираемого пара путем составления уравнений теплового баланса для каждого подогревателя. Этот расчет ведется от подогревателя наиболее высокого давления, что позволяет в каждом уравнении теплового баланса иметь лишь одну

неизвестную долю греющего пара α в рассматриваемом отборе. Например, уравнение теплового баланса для ПВД-7 составляется так:

$$\alpha_7(h_1 - h'_1) = (h_7 - h_6). \quad (\text{П.1.1})$$

где α_7 — количество отбираемого пара на подогрев 1 кг питательной воды в ПВД-7; h_1 — энтальпия пара первого отбора, кДж/кг; h'_1 — энтальпия конденсата греющего пара первого отбора, кДж/кг; h_7, h_6 — энтальпии питательной воды на выходе из ПВД-7 и входе в него, кДж/кг.

Находим из уравнения (П.1.1) α_7 :

$$\alpha_7 = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_1 - h'_1)}. \quad (\text{П.1.2})$$

Для остальных подогревателей расчет α_m проводится по формуле (П.1.3).

$$\alpha_m = \frac{\beta_m(h_{\text{п.в}}^{\text{вх}} - h_{\text{п.в}}^{\text{вх}}) - (h'_{m+1} - h'_m) \sum_{j=m+1}^z \alpha_j}{h_m - h'_m}. \quad (\text{П.1.3})$$

Например, для подогревателя П-5 совместно с деаэратором имеем (по рис. П.1.1) $\beta_5 = 1$; $\alpha_7 + \alpha_6 = 0,0449 + 0,0757 = 0,1206$, и по (П.1.3):

$$\alpha_5 = \frac{749 - 634 - 0,1206(919 - 634)}{3427 - 634} = 0,0286.$$

Здесь $h' = 919$ кДж/кг — энтальпия конденсата, стекающего каскадом из П-6 в П-5 в количестве $\alpha_7 + \alpha_6$; $h = 3427$ кДж/кг — энтальпия пара, отбираемого в подогреватель П-5 и в деаэратор.

По существу, это уравнение теплового баланса для П-5 и деаэратора совместно: в систему П-5 — деаэратор поступает вода $c = 634$ кДж/кг, пар из отбора с $h = 3427$ кДж/кг, конденсат с $h' = 919$ кДж/кг; из системы выходит вода с $h_{\text{п.в}}^{\text{вх}} = 749$ кДж/кг.

В тепловых балансах подогревателей низкого давления от ПНД-4 до ПНД-2 учитывалось, что количество обогреваемой воды составляет:

$$1 - \alpha_7 - \alpha_6 - \alpha_5 = 0,8508,$$

так как конденсат отборов от ПВД-7 до ПВД-5 подается в деаэратор и не протекает через нижележащие подогреватели. Количество обогреваемой воды, протекающей через ПНД-1 и ПНД-2, составляет

$$1 - \sum_2^7 \alpha = 0,7319,$$

поскольку ПНД-2 снабжен перекачивающим насосом, подающим конденсат греющего пара ПНД-4, ПНД-3 и ПНД-2 непосредственно в водяную магистраль за ПНД-2.

Расчет представлен в табл. П.1.1.

Приведенный использованный теплоперепад

$$\bar{H}_i = \sum (1 - \sum \alpha) H_{iz} = 1323,5 \text{ кДж/кг.}$$

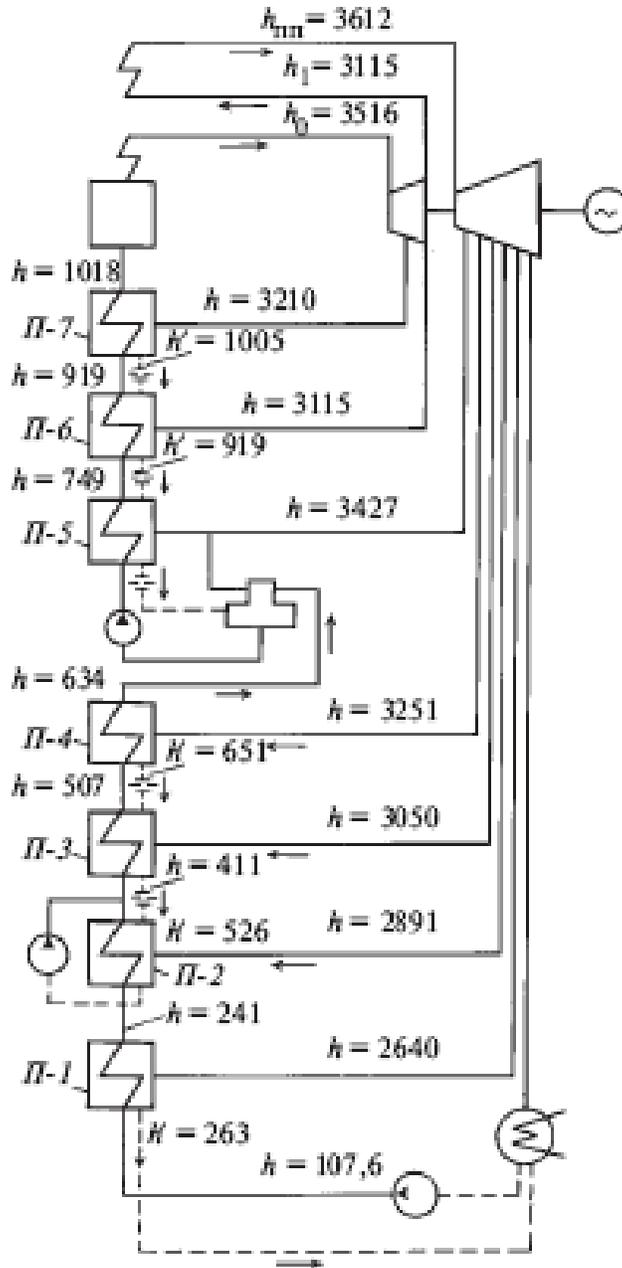


Рис. П.1.1. Тепловая схема турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ

В последнем столбце табл. П.1.1 выписаны произведения использованных теплоперепадов отсеков на относительное количество пара, протекающего через эти отсеки. Сумма этих произведений является приведенной работой, совершаемой 1 кг пара, подводимого к турбине.

Количество теплоты q_1 , затрачиваемой в котле на получение 1 кг пара, с учетом того, что в промежуточном перегревателе протекает лишь 0,8794 кг пара, составляет

$$q_1 = h_0 - h_7 + (1 - \sum_6^7 \alpha)(h_{nn} - h_1) = 3516 - 10181 + 0,8794(3612 - 3115) = 2935 \text{ кДж/кг.}$$

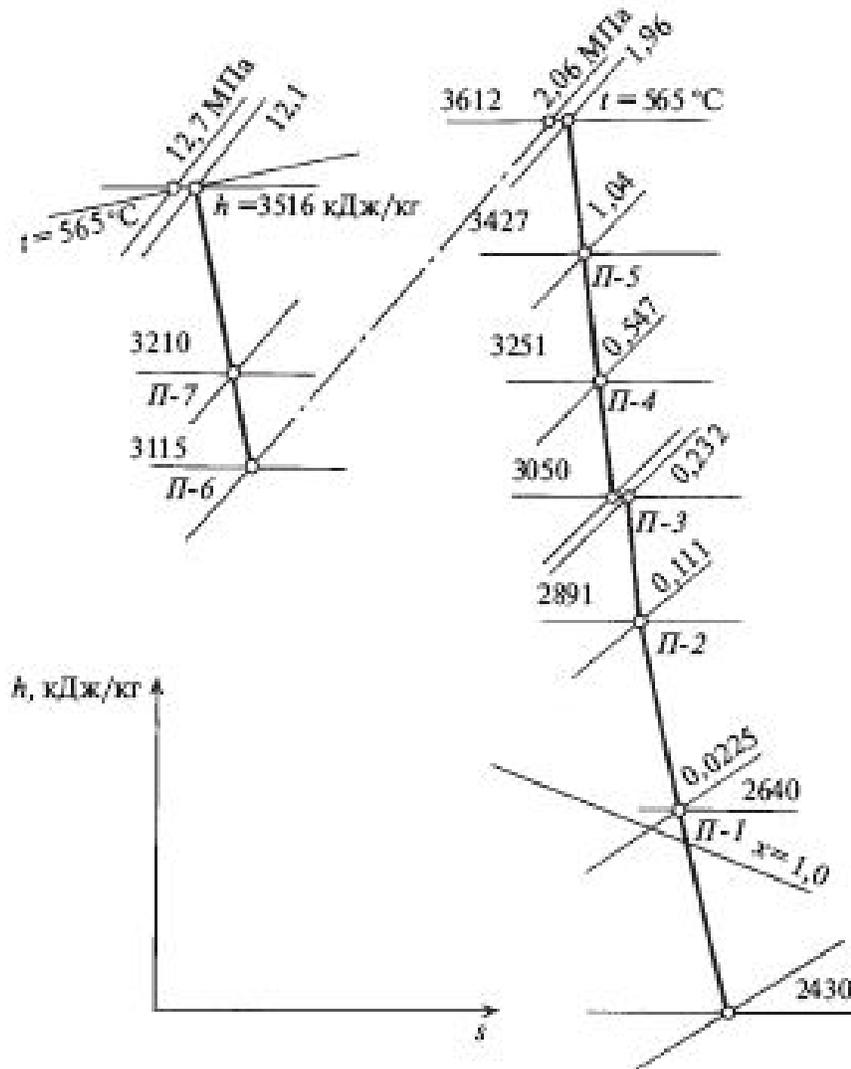


Рис. П.1.2. Тепловой процесс турбины К-200-12,8 ЛМЗ

Отношение приведенной работы, производимой 1 кг пара, к количеству теплоты, затрачиваемой на получение его в котле, определяет абсолютный внутренний КПД, который в данном случае равен

$$\eta_{ip} = \frac{\bar{H}_i}{q_1} = \frac{1323,5}{2935} = 0,451.$$

Удельный расход теплоты

$$q_i = \frac{1}{\eta_{ip}} = \frac{1}{0,451} = 2,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кДж}} = 7982 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}.$$

Таблица П.1.1. Расчет тепловой схемы паротурбинной установки ТЭС

Номер подогревателя	Расчетная формула	Отбор	$(1 - \sum \alpha) H_{12},$ кДж/кг
-	Температурный перепад от состояния свежего пара до верхнего отбора	0	306
7	$\alpha_7 = \frac{1018 - 919}{3210 - 1005}$	0,0449	90,7
6	$\alpha_6 = \frac{919 - 749 - 0,0449(1005 - 919)}{3115 - 919}$	0,0757	162,5
5	$\alpha_5 = \frac{749 - 634 - 0,1206(919 - 634)}{3427 - 634}$	0,0286	149,8
4	$\alpha_4 = 0,8508 \frac{634 - 507}{3251 - 651}$	0,0416	162,5
3	$\alpha_3 = \frac{0,8508(507 - 411) - 0,0416(651 - 526)}{3050 - 526}$	0,0304	124,0
2	$\alpha_2 = \frac{0,8508(411 - 241) - 0,072(526 - 241)}{2891 - 241}$	0,0469	183,0
1	$\alpha_1 = 0,7319 \frac{241 - 107}{2640 - 263}$	0,0413	145,0

ТЕМА 2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

2.1. Принципиальные тепловые схемы АЭС

Электростанция, в которой ядерная энергия преобразуется в электрическую, называется атомной (АЭС). АЭС использует теплоту, которая выделяется в ядерном реакторе в результате цепной реакции деления ядер некоторых тяжелых элементов (в основном изотопов природного или обогащенного урана U^{238} , U^{235} и др.) под действием нейтронов.

Основная особенность АЭС от обычных ТЭС заключается в том, что в них используется ядерное (урановое) топливо. Это топливо в виде тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ) размещается внутри ядерного реактора. Ядерный реактор представляет собой устройство, предназначенное для организации и поддержания управляемой цепной реакции деления некоторых тяжелых ядер, в результате которой высвобождается ядерная энергия, преобразуемая в нем в тепловую с последующим использованием её внешним потребителем.

Несколько ТВЭЛ могут объединяться в тепловыделяющую сборку (ТВС). Внутри тепловыделяющих элементов топливо может находиться в виде уранового стержня или в виде таблеток из диоксида урана. Оболочки ТВЭЛ обычно выполняются из циркониевых сплавов.

Использование на АЭС ядерного топлива приводит к следующим особенностям:

1. ТЭС работает по открытому топливному циклу с выбросом газов в атмосферу. АЭС требует замкнутого топливного цикла с необходимостью переработки выгружаемых ТВЭЛ, в которых имеется ценное сырье для последующего обогащения и использования.

2. ТЭС на органическом топливе характеризуется по экономичности удельным расходом топлива. Стоимость топлива в стоимости электроэнергии составляет примерно $60 \div 75$ %. АЭС имеет топливную составляющую в стоимости электроэнергии примерно $25 \div 30$ %. Поэтому изменение стоимости ТВЭЛ меньше сказывается на стоимости электроэнергии, чем изменение стоимости топлива (газа, угля) на ТЭС. КПД на ТЭС определяется по теплотворной способности топлива. На АЭС - по количеству теплоты, выделенной в реакторе и переданной теплоносителю.

3. На ТЭС повышение параметров всегда приводит к росту как термического, так и общего КПД. Для АЭС повышение параметров также повышает термический КПД, но не обязательно общую экономичность, так как с повышением параметров (температуры и давления в первом контуре) может потребоваться замена оболочек ТВЭЛ с циркониевых на нержавеющей сталь. В результате из-за поглощения нейтронов в стальных оболочках ТВЭЛ потребуются

более высокое обогащение урана. При этом общая стоимость электроэнергии может возрасти.

Технологическое оборудование АЭС подразделяется на реакторную, парогенерирующую, паротурбинную, конденсационную установки. Взаимосвязь между этими установками образует тепловую схему АЭС.

2.1.1. Основная классификация АЭС

В общем случае в схеме электростанции используются теплоноситель и рабочее тело. Рабочее тело – газообразное вещество, которое применяют в машинах для преобразования тепловой энергии в механическую. Для АЭС рабочим телом является водяной пар сравнительно низких параметров, насыщенный или слегка перегретый. Теплоноситель – движущаяся жидкая или газообразная среда, используемая для осуществления процесса отвода теплоты, выделяющейся в реакторе. В схемах АЭС теплоносителем является обычная или тяжелая вода, а иногда расплавленные металлы, органические жидкости и инертные газы.

Основная классификация АЭС производится в зависимости от числа контуров теплоносителя и рабочего тела. Различают одноконтурные, двухконтурные, не полностью двухконтурные и трехконтурные АЭС (рис. 2.1).

При одноконтурной тепловой схеме АЭС (рис. 2.1,а) контуры теплоносителя и рабочего тела совпадают. В реакторе 1 происходит парообразование, пар направляется в паровую турбину 2, где производится механическая работа, которая в электрическом генераторе 3 превращается в электроэнергию. В конденсаторе 4 происходит конденсация отработавшего пара, и образовавшийся конденсат питательным насосом 5 подается снова в реактор. Таким образом, контур рабочего тела является одновременно контуром теплоносителя и оказывается замкнутым. Реактор может работать как с естественной, так и с принудительной циркуляцией теплоносителя по дополнительному внутреннему контуру, на котором установлен соответствующий циркуляционный насос б.

Большим преимуществом одноконтурных АЭС является их простота и меньшая стоимость оборудования по сравнению с АЭС, выполненными по другим схемам, а недостатком — радиоактивность теплоносителя, что выдвигает дополнительные требования при проектировании и эксплуатации паротурбинных установок АЭС.

На АЭС с одноконтурными схемами применяются следующие типы реакторов:

- водо-водяные реакторы кипящего типа, где замедлителем и одновременно теплоносителем является обычная вода H_2O ;

- водографитовые реакторы кипящего типа с замедлителем – графитом и теплоносителем – обычной водой, выполняются канальной конструкции;

- газоохлаждаемые реакторы на быстрых нейтронах, где может применяться схема с газовой турбиной и теплоносителем – инертным газом гелий (He).

Двухконтурная тепловая схема АЭС (рис. 2.1,б) с парогенератором применяется, если технически нельзя или экономически нецелесообразно использовать теплоноситель реактора как рабочее вещество турбины. Контур теплоносителя и рабочего тела разделены. Контур теплоносителя, прокачиваемого через реактор 1 и парогенератор 7 циркуляционным насосом 6, называют первым или реакторным, а контур рабочего тела – вторым, работает с нерадиоактивным паром. Оба контура являются замкнутыми, и обмен теплотой между теплоносителем и рабочим телом осуществляется в теплообменнике, который одновременно является парогенератором 7 для рабочего тела второго контура.

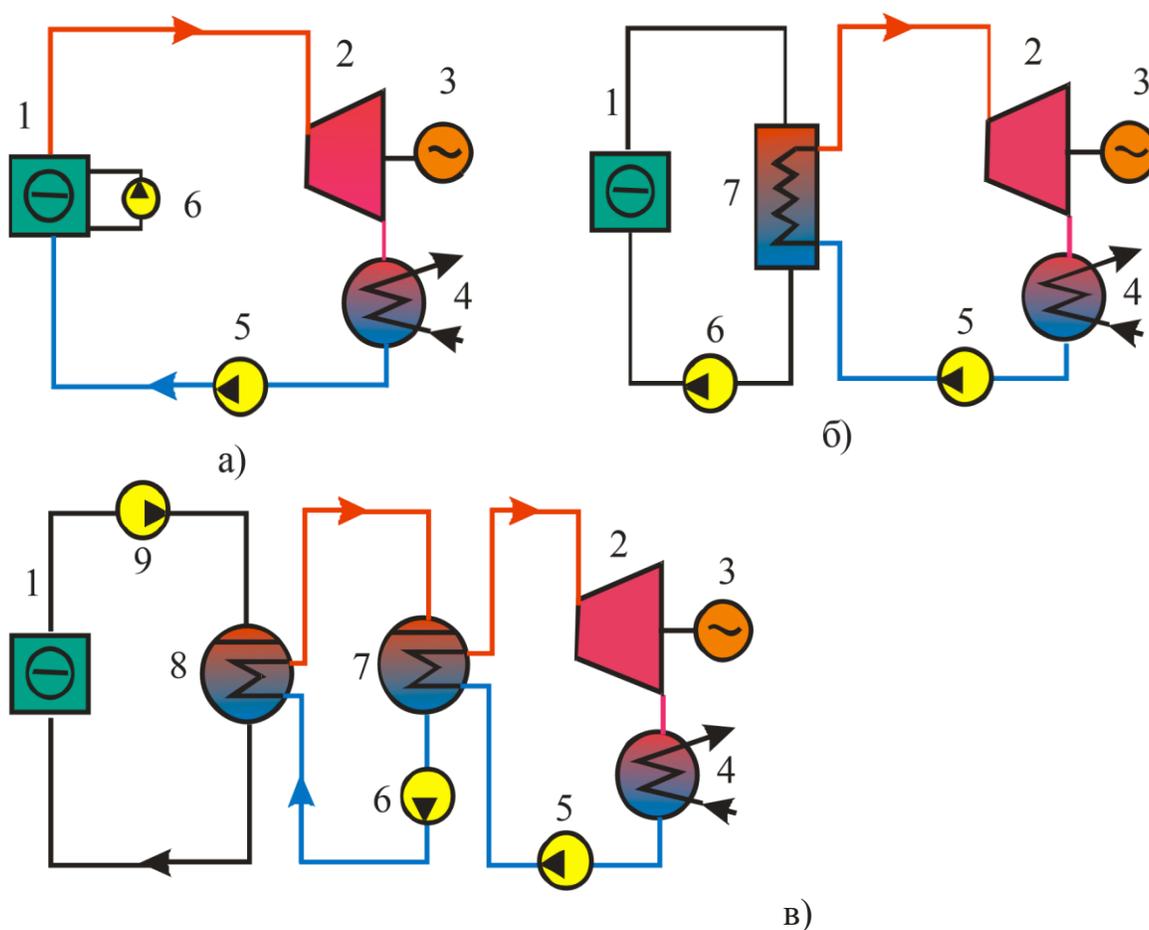


Рис.2.1. Принципиальные тепловые схемы АЭС:
 а – одноконтурная; б – двухконтурная; в – трехконтурная

Турбина 2, входящая в состав второго контура, работает в условиях отсутствия радиационной активности, что упрощает ее эксплуатацию.

АЭС с двухконтурной тепловой схемой обычно оборудуются турбинами насыщенного пара. Однако имеются схемы, при которых пар на входе в турбину слабо перегрет.

На АЭС с двухконтурной схемой могут применяться следующие реакторы:

- водо-водяные энергетические реакторы – ВВЭР) корпусного типа с водой под давлением (12 ÷ 16 МПа), где используется обычная вода одновременно в качестве замедлителя и теплоносителя, и с турбинами насыщенного пара;

- газографитовые реакторы с замедлителем – графитом и теплоносителем – газом в зависимости от топлива сочетаются с различного типа энергетическими установками, работающими в широком диапазоне параметров рабочего вещества;

- газоохлаждаемые тяжеловодные реакторы, где в качестве теплоносителя обычно используется CO_2 , а замедлителя - тяжелой водой – D_2O . Эти реакторы требуют слабообогащенный уран, и АЭС с такими реакторами имеют двухконтурную схему: в парогенераторе генерируется перегретый водяной пар.

Экономичность АЭС с двухконтурной тепловой схемой при прочих равных условиях всегда меньше, чем с одноконтурной. Следует отметить, что стоимость второго контура и парогенератора соизмеримы со стоимостью биологической защиты в одноконтурной схеме. Поэтому стоимости 1 кВт установленной мощности на АЭС одноконтурного и двухконтурного типов примерно одинаковы.

На АЭС предполагается широкое использование в качестве теплоносителя жидкого металла, что позволит понизить давление в первом контуре, получить высокий коэффициент теплоотдачи и уменьшить расход теплоносителя. Обычно в качестве теплоносителя применяют жидкий натрий (Na), температура плавления которого 98 °С. Однако применение жидкого натрия вызывает ряд эксплуатационных трудностей. Особенно опасен его контакт с водой, приводящий к бурной химической реакции, что может создать опасность выноса радиоактивных веществ из первого контура в обслуживаемые помещения. Во избежание этого создается дополнительный промежуточный контур с более высоким давлением, чем в первом, и тепловая схема такой АЭС называется трехконтурной (рис. 2.1,в). В первом контуре радиоактивный теплоноситель насосом 9 прокачивается через реактор 1 в промежуточный теплообменник 8, в котором он отдает теплоту также жидкометаллическому, но нерадиоактивному теплоносителю, прокачиваемому по промежуточному контуру теплообменник 8 – парогенератор 7. Контур рабочего тела аналогичен двухконтурной схеме АЭС (рис. 2.1,б).

На АЭС с трехконтурными схемами устанавливаются реакторы на быстрых нейтронах, работающие на обогащенном топливе (обычно смеси урана и плутония). Главными их положительными свойствами являются возможность использовать в качестве горючего изотоп урана U^{238} , составляющий значительную часть природного урана, или плутоний (Pu^{239}), вырабатываемый тепловыми реакторами, и высокий коэффициент воспроизводства (1,4 и выше). Благодаря

этому реакторы на быстрых нейтронах считаются наиболее перспективными для атомной энергетики. В отличие от тепловых реакторов, в их активной зоне не должно быть замедлителя, поэтому теплоносителем могут быть газы и жидкие металлы, а не вода и другие среды, имеющие замедляющие свойства.

Кроме приведенной классификации АЭС по числу контуров, можно выделить отдельные типы АЭС в зависимости от следующих признаков: параметров и типов паровых турбин (например, АЭС на насыщенном и перегретом паре); способа перегрева пара (*огневой* или *ядерный*); параметров и типа теплоносителя; конструктивных особенностей и типа реактора и др.

2.1.2. Начальные параметры пара, сепарация и промежуточный перегрев на АЭС

Выбор начальных параметров пара.

На АЭС с турбинами, работающими на влажном паре, начальные параметры характеризуются давлением p_0 (или температурой t_0) и степенью сухости пара x_0 . При использовании слабо перегретого пара под начальными параметрами понимают температуру t_0 и давление p_0 пара перед турбиной.

Известно, что увеличение начальных параметров заметно повышает экономичность турбинной установки. На рис. 2.2 представлена зависимость термического КПД цикла сухого насыщенного пара (с.н.п.), широко применяемого на АЭС, от начальной температуры [5].

Для турбин насыщенного пара увеличение термического КПД цикла происходит при повышении начальных параметров только до определенных значений. Максимум термического КПД цикла сухого насыщенного пара имеет место при начальной температуре пара около 350 °С и соответствующем ей начальном давлении пара 17 МПа. В настоящее время давление теплоносителя в реакторах не превышает 17 МПа, и поэтому начальное давление пара перед турбиной в основном определяется типом реактора.

Для одноконтурных АЭС на выбор начального давления пара перед турбиной оказывает существенное влияние интенсивность теплообмена в тепловыделяющем элементе (ТВЭЛ) реактора.

Наибольшее значение коэффициента теплоотдачи от стенки ТВЭЛ к кипящей воде соответствует давлению насыщенного пара 7 МПа. При этом давлении температура оболочки ТВЭЛ, определяемая температурой кипения и коэффициентом теплоотдачи, находится в допустимых пределах. Применение более высокого начального давления пара приведет к росту температуры и уменьшению коэффициента теплоотдачи и заставит использовать более дорогостоящие материалы для изготовления конструкций ТВЭЛ. Поэтому при работе турбины в составе одноконтурной АЭС давление в реакторе выбирают равным 7 МПа.

Для реактора одноконтурной АЭС, генерирующего насыщенный пар, кроме выбора давления и влажности, важен выбор его активности. Для снижения активности пара после реактора применяют промывку и комплексную обработку воды реактора.

В простейшей тепловой схеме АЭС двухконтурного типа, когда парогенератор не имеет экономайзера и пароперегревателя, разность температур теплоносителя на входе в парогенератор и пара на выходе из него составляет $45\div 60$ °С. Поэтому давление воды на выходе из реактора должно быть на $8\div 11$ МПа выше давления пара на входе в турбину, что усложняет конструкцию корпуса реактора и обеспечение его надежности, особенно при больших его размерах.

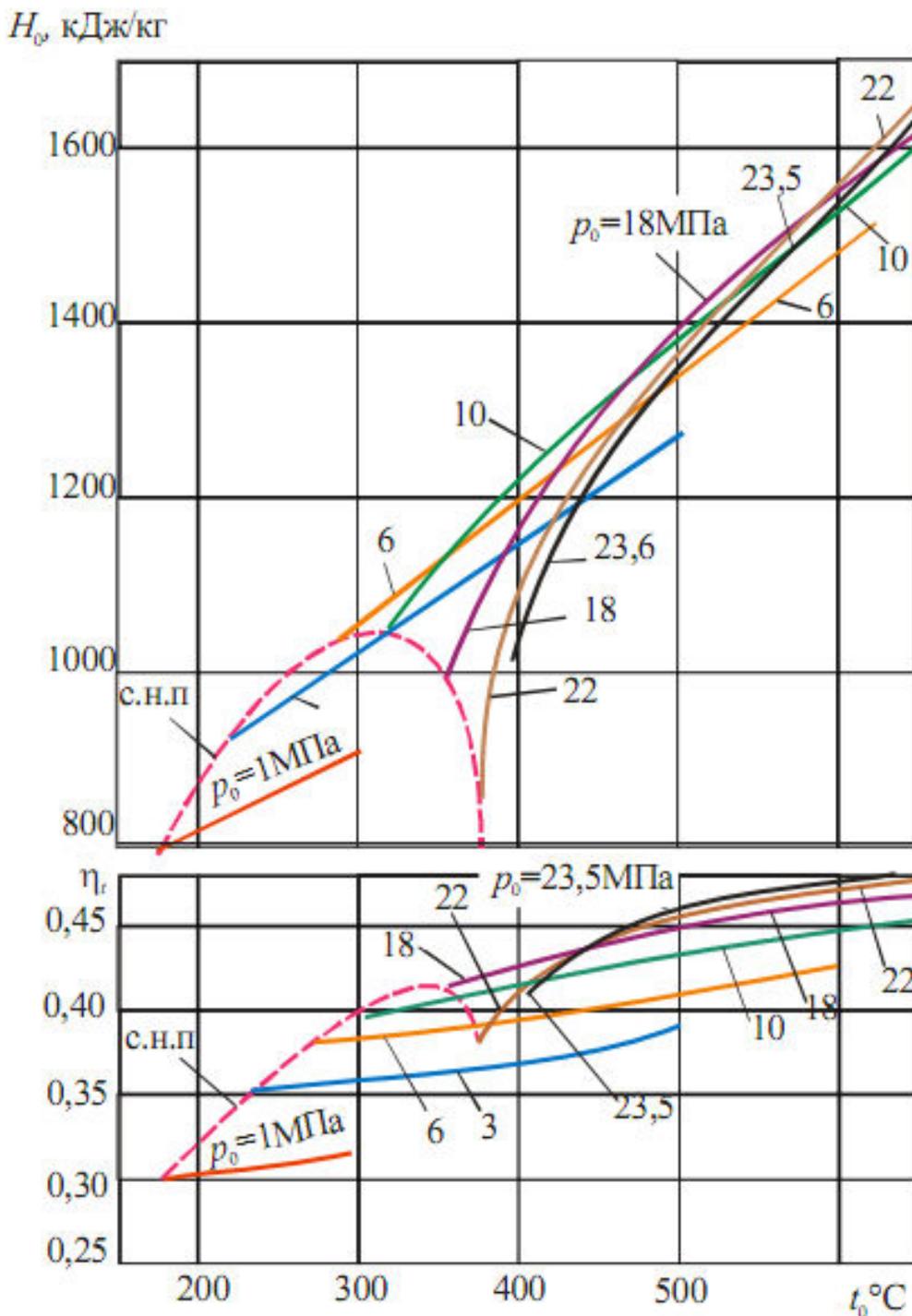


Рис.2.2. Влияние начальной температуры пара t_0 на располагаемый тепл $t_0, ^\circ\text{C}$ и абсолютный КПД идеального цикла η_t при различном начальном давлении p_0 и постоянном конечном давлении $p_k=4$ кПа (с.н.п. – сухой насыщенный пар)

В связи с этим давление пара на входе в турбину двухконтурной АЭС выбирают по предельным значениям давления и температуры, на которые может быть рассчитан корпус реактора. Для двухконтурной АЭС $p \leq 6,0 \div 7,3$ МПа, а трехконтурной – $p \leq 4,2 \div 7,2$ МПа.

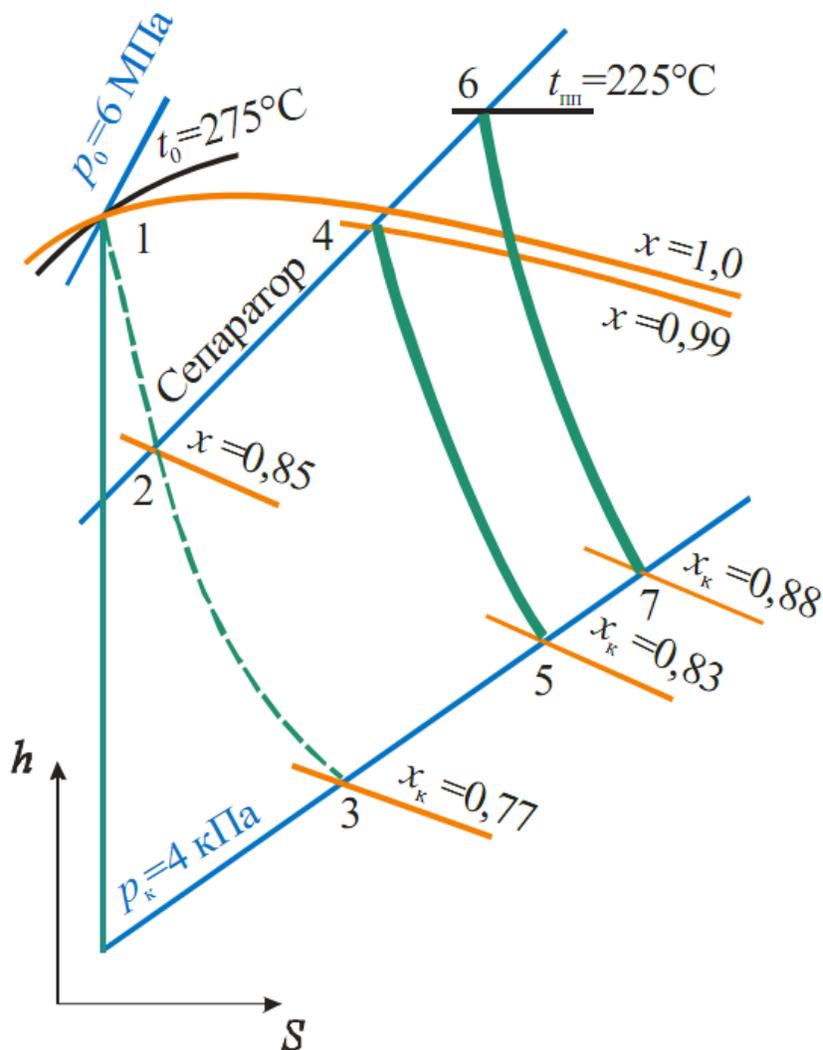


Рис.2.3. Процесс расширения пара в турбинах насыщенного пара

Выбор конечного давления p_k для АЭС принципиально не отличается от решения аналогичной задачи для ТЭС на органическом топливе. Однако вакуум в конденсаторе при низком начальном давлении пара и соответственно малом располагаемом теплоперепаде H_0 имеет большее значение, чем в паротурбинных установках на сверхкритические параметры пара. Вместе с тем, из-за большого количества пара, поступающего в конденсатор, при углублении вакуума приходится усложнять конструкцию ЦНД турбины.

Промежуточная сепарация и перегрев пара.

В процессе расширения пара в турбине насыщенного пара (линия 1-2-3 на рис. 2.3), если не принимать никаких мер по удалению влаги, влажность в последних ступенях настолько велика, что η_{oi} оказывается существенно ниже, чем при работе с перегретым паром, а эрозия лопаток при этом становится недопустимо большой. Считается, что влажность $y_k = 10\%$ допустима при

окружных скоростях на периферии лопаток $u_n < 520$ м/с, а $y_k = 16\%$ - при $u < 400$ м/с.

В турбинах АЭС для снижения конечной влажности применяют:

- промежуточную сепарацию влаги из пара (линия 2-4 на рис. 2.3);
- промежуточный перегрев пара;
- сепарацию с последующим перегревом отсепарированного пара (линия 2-4-6 на рис. 2.3).

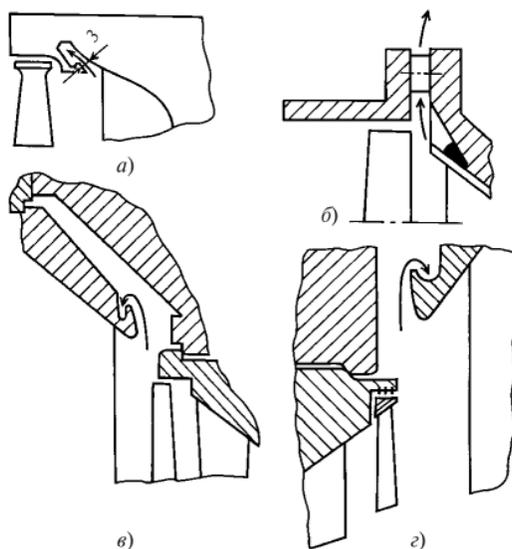


Рис. 2.4. Периферийная сепарация в ступенях влажного пара (ЦВД):

а — за соплами последней ступени (ЛМЗ); *б* — то же (ХТЗ); *в* — за рабочими лопатками промежуточной ступени (ХТЗ); *г* — то же (ЛМЗ)

Выносные сепараторы и промежуточные пароперегреватели турбин на насыщенном паре предназначены для обеспечения допустимой влажности в последних ступенях турбины и повышения КПД установки.

В современных ПТУ АЭС применяют один аппарат — сепаратор-пароперегреватель (СПП). Внешние сепарация и промежуточный перегрев пара при давлении, близком к оптимальному, повышают КПД всей установки на $\Delta\eta/\eta_0 = 3,5 \div 5\%$. Сопротивление СПП составляет $5 \div 6\%$ давления пара после ЦВД (1% потери давления перегретого пара уменьшает КПД установки в среднем на 0,05%).

Промежуточная сепарация влаги разделяется на периферийную сепарацию в ступени, внутриканальную в проточной части турбины и внешнюю сепарацию в выносных сепарационных устройствах.

Периферийная сепарация в ступени — способ, при котором влага за счет инерционных сил отбрасывается к периферии ступени, где улавливается специальными камерами с влагозадерживающими выступами, и затем удаляется из проточной части турбины (рис. 2.4).

Отвод влаги в область пониженного давления сопровождается отсосом некоторого количества пара, что приводит к снижению КПД ступени. При периферийной сепарации влагоудаление осуществляется из зазора за сопловой решеткой (рис. 2.4,а, б) и с рабочих лопаток, а также из зазора за рабочими лопатками (рис. 2.4,в, г).

Следует отметить, что окружная скорость крупнодисперсной влаги за рабочими лопатками, как правило, выше, чем перед ними. Поэтому эффективность влагоудаления за рабочими лопатками существенно выше, чем за сопловыми лопатками.

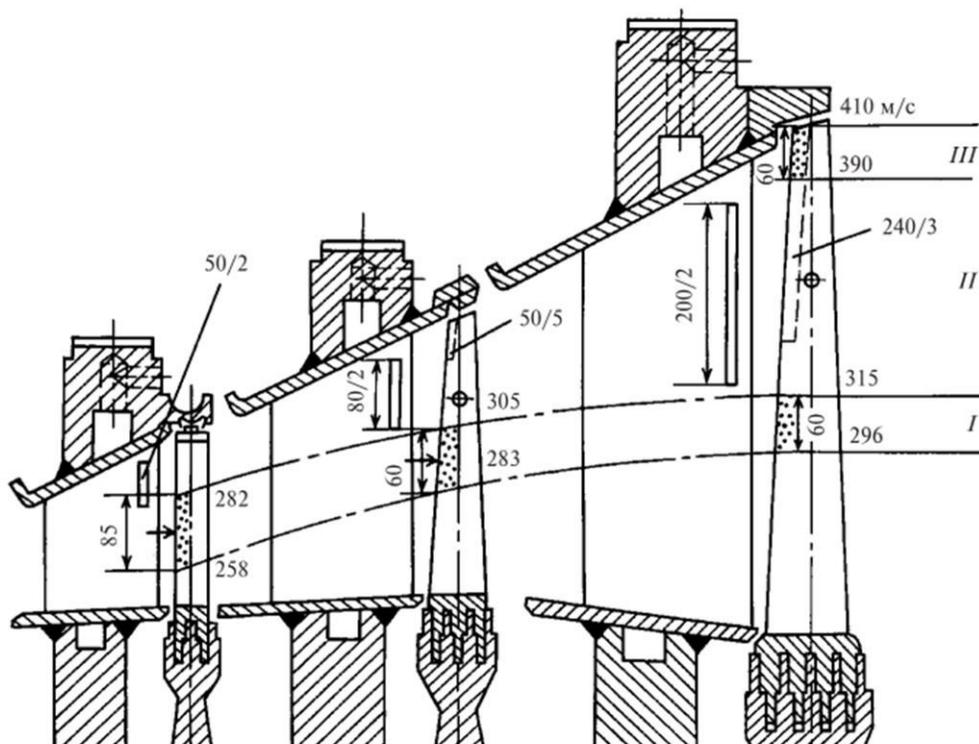


Рис. 2.5. Проточная часть турбины «Skoda» со щелями на выходной части сопловых лопаток (цифры указывают размеры щелей, мм, и окружную скорость лопаток, м/с).

На эффективность периферийной сепарации существенное влияние оказывает давление в потоке. Так, в ЦВД влажно-паровых турбин АЭС эффективность влагоудаления существенно ниже, чем в ЦНД, и, кроме того, снижение аэродинамического качества периферийной части ступени за счет влагоотводящих камер приводит к дополнительным потерям энергии. Поэтому в ЦВД турбин АЭС целесообразно организовывать влагоудаление за ступенями, где производится отбор пара на регенерацию. В ЦВД турбин АЭС эрозионного разрушения рабочих лопаток не наблюдается.

Внутриканальная сепарация — способ, при котором влага, концентрирующаяся на поверхностях лопаточного аппарата турбины за счет сепарации капель в криволинейных каналах решетки, отводится через

специальные щели. Внутриканальную сепарацию обычно выполняют в сопловых лопатках (рис. 2.5). Щели, через которые отсасывается пленка, соединяют с областью низкого давления, например, с конденсатором, через внутреннюю полость сопловой лопатки.

Весьма эффективно располагать щель на выходной кромке сопл. В этом случае практически вся крупнодисперсная влага отводится через щель. При отсутствии сепарации пленка, достигая выходных кромок лопаток, дробится струями пара на крупные капли, которые, ударяясь о рабочую лопатку, вызывают эрозионный износ и создают тормозной момент на роторе турбины.

Снижение эрозионного износа за счет внутриканальной сепарации наглядно видно из опытов на турбине «Skoda» (см.рис. 2.5). В части рабочей лопатки, расположенной за щелью (зона II), эрозия практически не заметна, в зоне I, где концентрация влаги невелика, наблюдается небольшое эрозионное разрушение, в зоне III эрозия наиболее интенсивна.

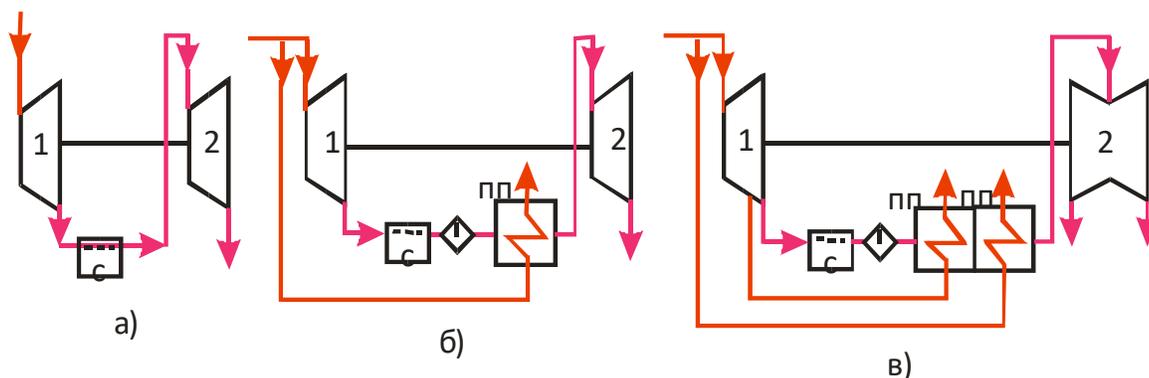


Рис. 2.6. Тепловые схемы турбин насыщенного пара с внешней сепарацией:

a – без промежуточного перегрева пара; *б* – с промежуточным одноступенчатым перегревом свежим паром; *в* – с промежуточным двухступенчатым перегревом отборным и свежим паром; С – сепаратор; ПП – пароперегреватель; 1 – ЧВД; 2 – ЧНД

Внешняя сепарация влаги связана с выводом из турбины всего потока пара в специальные устройства — сепараторы и последующим возвращением его в турбину. Наиболее просто это можно осуществить в местах деления турбины на части, т.е. между ЦВД и ЦНД влажно-паровой турбины АЭС. Вместе с тем наибольший экономический эффект от внешней сепарации получается при определенных параметрах пара. Давление $p_{разд}$, при котором происходит сепарация или сепарация и промежуточный перегрев пара, называется разделительным. Давление $p_{разд}$ существенно влияет на показатели экономичности турбоустановки и параметры сепаратора.

Оптимальное разделительное давление в схемах АЭС с одной ступенью сепарации составляет $(0,1 \div 0,15) \cdot p_0$.

Внешняя сепарация (рис. 2.6,*a*) может повысить сухость пара до $x=0,99 \div 0,995$ и одновременно уменьшить влажность в последующих ступенях

турбины, что дает выигрыш в КПД установки и повышает эрозионную надежность работы последних ступеней турбины.

На большинстве АЭС одновременно с внешней сепарацией применяется еще и промежуточный перегрев (рис. 2.6,б, в). Для промежуточного перегрева обычно используется пар, отбираемый из ЦВД, или свежий пар, чем и определяется максимальная температура перегрева (на $15\div 40$ °С ниже t_0).

Перегрев свежим паром (рис. 2.6,б) снижает термический КПД цикла. Положительное влияние такого пароперегрева сказывается только на существенном снижении потерь от влажности в последующих ступенях, повышении внутреннего относительного КПД и надежности турбины. Паровой перегрев используют в том случае, когда путем сепарации нельзя достигнуть допустимого уровня влажности пара в конце расширения. Разделительное давление пара в схемах АЭС с промежуточным перегревом пара выше, чем в схемах АЭС с внешней сепарацией, и составляет $p_{разд} = (0,18\div 0,23) \cdot p_0$.

В некоторых случаях бывает выгодно применять двухступенчатый перегрев (см.рис. 2.6,в): сначала паром из отбора, а затем свежим, причем оптимальное повышение энтальпии пара приблизительно одинаково в каждой ступени. Часто допускают отступление от такой разбивки ступеней перегрева для удобства организации отбора пара. Выбор того или иного способа сепарации, а также параметров, при которых она осуществляется, зависит от принципиальной тепловой схемы турбоустановки, ее характеристик, конструктивных особенностей и проводится на основании технико-экономических расчетов.

Внешняя сепарация производится в устройствах, которые называют *сепараторами*. Сепараторы отличаются небольшим гидравлическим сопротивлением и, соответственно, малыми скоростями движения пара при сепарации. Осаждение влаги в сепараторах осуществляется в различного типа жалюзийных кассетах, а также в циклонных устройствах.

В турбинах АЭС, как правило, сепараторы совмещаются с последующим пароперегревателем (СПП). После сепарации пар поступает в двухступенчатый пароперегреватель, где осуществляется его перегрев греющим паром двух давлений, отбираемым от турбины (первая ступень перегрева), и свежим паром (вторая ступень) до температуры, близкой к начальной температуре свежего пара.

В некоторых случаях применяется одноступенчатый перегрев свежим паром. В табл. 2.1 приведены основные параметры и характеристики СПП для АЭС. Конструкция СПП-220-1 представлена на рис.2.7.

Регенеративный подогрев питательной воды.

Тепловая схема турбоустановки в значительной мере определяется схемой регенеративного подогрева питательной воды (РППВ). Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется на всех АЭС паром, частично отработавшим в турбине и отводимым от неё через регенеративные отборы к подогревателям, обеспечивает повышение термического КПД цикла и улучшение общей

экономичности установки. Регенеративный подогрев питательной воды АЭС имеет следующие особенности:

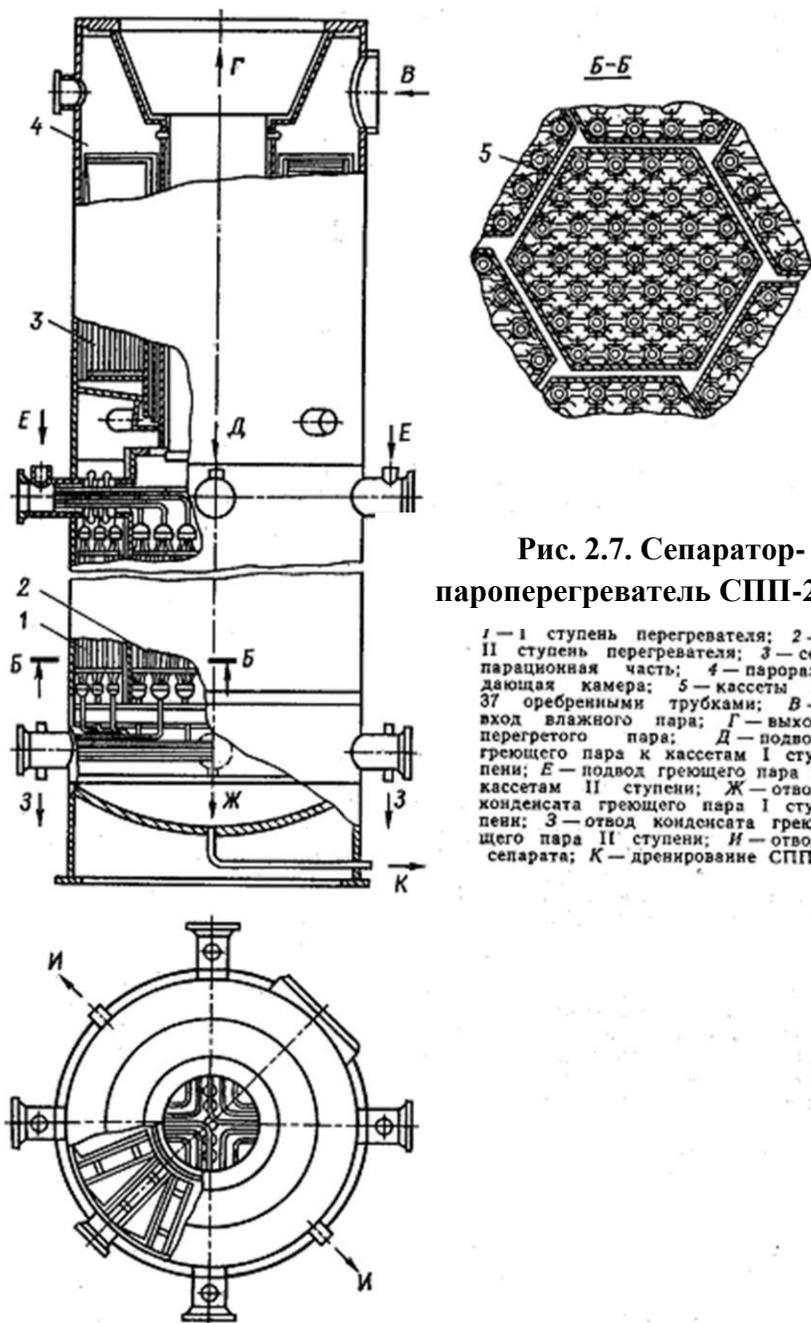


Рис. 2.7. Сепаратор-пароперегреватель СПП-220-1:

1 — I ступень перегревателя; 2 — II ступень перегревателя; 3 — сепарационная часть; 4 — парораздающая камера; 5 — кассеты с 37 ребренными трубками; B — вход влажного пара; Г — выход перегретого пара; Д — подвод греющего пара к кассетам I ступени; E — подвод греющего пара к кассетам II ступени; Ж — отвод конденсата греющего пара I ступени; З — отвод конденсата греющего пара II ступени; И — отвод сепарата; К — дренирование СПП

1) в области насыщенного пара подогрев питательной воды за счет отбираемого пара термодинамически более выгоден, чем в зоне перегрева;

2) отборы влажного пара дают возможность почти без потерь выводить из проточной части влагу, сконцентрированную у периферии рабочих колес, что повышает КПД и надежность последующих ступеней турбины;

3) из-за меньшей энтальпии отбираемого пара увеличивается его доля и, следовательно, уменьшается доля пара, поступающего в конденсатор, что, в свою очередь, приводит к разгрузке ступеней низкого давления.

Все это увеличивает во влажно-паровых турбинных установках эффективность системы регенеративного подогрева питательной воды и выгоду от повышения её температуры ($t_{п.в}$).

Таблица 2.1. Основные параметры и характеристики сепараторов-пароперегревателей для АЭС

Характеристика	Тип				
	СПП-220*	СПП-220м	СПП-1000	СПП-500-1	СПП-1000-1
Тип реактора	ВВЭР-440	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000	ВВЭР-1000
Тип турбины	К-220-4,3	К-220-4,3	К-1000-5,9/25	К-500-6,4	К-1000-5,9/50
Число на турбину, шт.	4	2	2	4	4
Давление пара на входе, МПа	0,30	0,30	1,13	0,33	0,57
Расчетная температура пара на выходе, °С	241	241	250	263	250
Давление греющего пара**, МПа	1,76/4,22	1,76/4,22	2,69/5,59	1,86/6,28	5,7
Масса аппарата, т	80	107,5	128	118	153
*- гладкие трубы; ** - в числителе приведены данные для первой ступени, в знаменателе – для второй					

В то же время с повышением $t_{п.в}$ увеличивается необходимая паропроизводительность парогенератора, что усложняет конструкции сепарирующих устройств и организацию циркуляции в кипящих реакторах.

Из экономических соображений принимается

$$t_{п.в} = (0,75 \div 0,85)(t_{п.в}^{опт} - t_{к}) + t_{к},$$

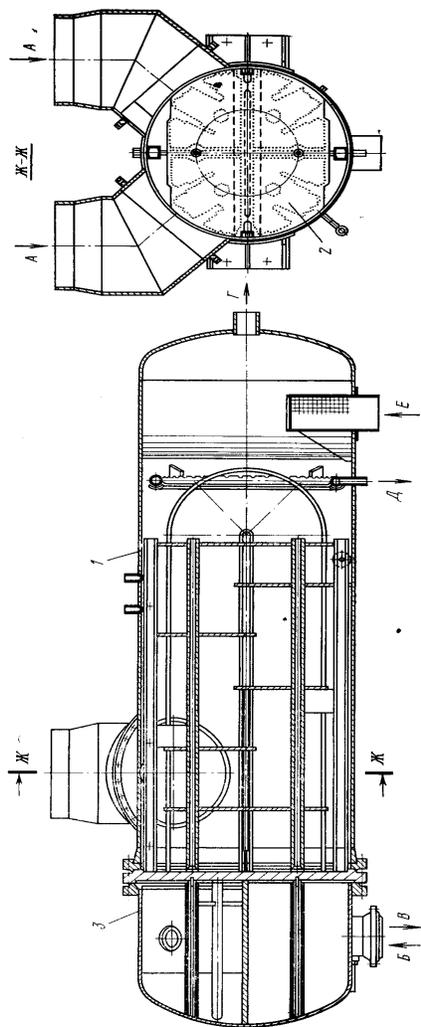
где $t_{п.в}^{опт}$ – термодинамически оптимальная температура питательной воды; $t_{к}$ – температура насыщения при давлении в конденсаторе.

На практике значения $t_{п.в}$, °С: К-220-4,3 – 225; К-500-6,4/3000 – 165; К-500-5,9/1500 – 226; К-1000-5,9/3000 – 220.

В систему регенеративного подогрева ПП входят:

- подогреватели, обогреваемые паром, отводимым от турбины;
- деаэрактор;
- некоторые вспомогательные теплообменники (сальниковые подогреватели, конденсаторы пара испарителей, эжекторов и др.);
- перекачивающие насосы (конденсатные, питательной воды, сливные).

Подогреватели, давление нагреваемой воды в которых определяется давлением конденсатных насосов, называется подогревателями низкого давления (ПНД): для ТЭС давление пара в ПНД не выше 1,0 МПа, а нагреваемого конденсата 3,2 МПа; для АЭС, соответственно, 1,6 и 4,2 МПа.



**Рис.2.8. Подогреватель
низкого давления ПНД-800**

многопоточной – с нагревом воды в двух (редко – трех) параллельных группах ПВД (рис.2.9).

Рабочее давление ПВД определяется полным давлением питательных насосов. Для ТЭС давление пара в ПВД 7,0 МПа, питательной воды 38,0 МПа, для АЭС, соответственно, 2,8 и 9,7 МПа.

Теплообменная поверхность ПВД заключается в один корпус и разделяется на зоны охлаждения пара – ОП; конденсации греющего пара – КП; охлаждения конденсата греющего пара – ОК. Зона ОК включается перед зоной КП по всему потоку питательной воды или с применением байпасирования части потока через перепускную диафрагму. В настоящее время получили распространение четыре схемы включения зоны ОП по нагреваемой воде:

Система регенерации низкого давления выполняется однопоточной с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных ПНД. ПНД могут быть двух типов: поверхностные и смешивающие.

Все ПНД – аппараты вертикального типа (рис.2.8), устанавливаются при помощи опорных лап, приваренных к корпусу, по обогреваемой воде – четырех- или шестиходовые, по пару также имеют несколько ходов, образованных перегородками в межтрубном пространстве.

В зависимости от компоновки ПНД применяется либо верхнее, либо нижнее расположение основных водяных камер (с входными и выходными патрубками).

В подогревателях смешивающего типа (в отличие от поверхностных подогревателей) отсутствует теплообменная поверхность, улучшается использование теплоты отборного пара вследствие отсутствия недогрева – разности между температурой насыщения греющего пара и температурой нагреваемой среды на выходе из подогревателя.

Подогреватели высокого давления (ПВД) предназначены для регенеративного подогрева питательной воды на АЭС. Система регенерации высокого давления выполняется как однопоточной – с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных подогревателей, так и

- 1) схема включения зоны ОП какого-либо подогревателя параллельно по питательной воде всем или части последующих по ходу подогревателей;
- 2) схема с концевой зоной ОП, в которой греющий пар данного подогревателя охлаждается питательной водой после всех ПВД;

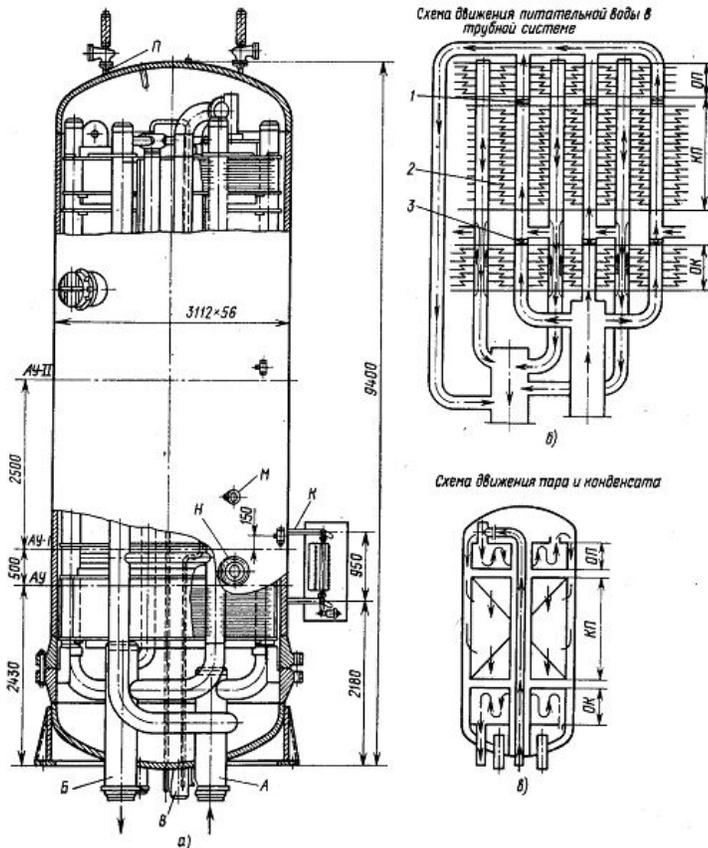


Рис.2.9. Подогреватель высокого давления ПВД-1700-380-51: а – общий вид; б – схема движения воды в трубной системе; в – схема движения пара и конденсата; 1 – диафрагма; 2 – спиральный змеевик; 3 - дроссельная шайба; А – вход питательной воды; Б – выход питательной воды; В – вход греющего пара; К – к водоуказательному прибору; М – вход конденсата из ПВД высшей ступени; Н – вход воздуха из ПВД высшей ступени; П – к предохранительным клапанам

- 3) последовательная схема включения по питательной воде всех зон – ОК, КП и ОП;
- 4) комбинированная схема, в которой часть зоны ОП охлаждается потоком воды, отбираемым за группой ПВД, другая часть получает воду после зоны КП этого ПВД. Схемы подключения ПВД приведены на рис.2.10.

Конструктивно все ПВД – это вертикальные аппараты сварной конструкции с теплообменной поверхностью, набранной из свитых в плоские спирали гладких труб.

2.2. Расчет тепловой схемы паротурбинной установки АЭС

Цель расчета тепловой схемы – определение параметров и расходов сред, проходящих через все элементы схемы (теплообменники различного назначения, включая регенеративные и сетевые подогреватели, насосы, эжекторы, отсеки турбины и т.д.), а также мощности установки и показателей тепловой экономичности.

При проектировании новой турбоустановки результаты такого расчета при номинальном режиме необходимы для конструкторских разработок или выбора по каталогам элементов схемы, включая трубопроводы. Если турбоустановка спроектирована, расчеты приводятся для других возможных режимов ее работы, отличных от номинального. Результаты такого расчета также необходимы для определения возможности работы всех элементов схемы в диапазоне заданных режимов, показателей тепловой экономичности, а также для выбора различного регулирующего оборудования и арматуры.

Основу расчета составляют уравнения тепловых балансов, материальных балансов энергоносителей, в первую очередь – рабочего тела турбоустановки, а также уравнения для определения давлений потоков в различных точках схемы. Последнее невозможно, если параллельно не проводятся конструкторские разработки элементов; в этом случае используются приближенные зависимости или данные по аналогичным схемам и аппаратам.

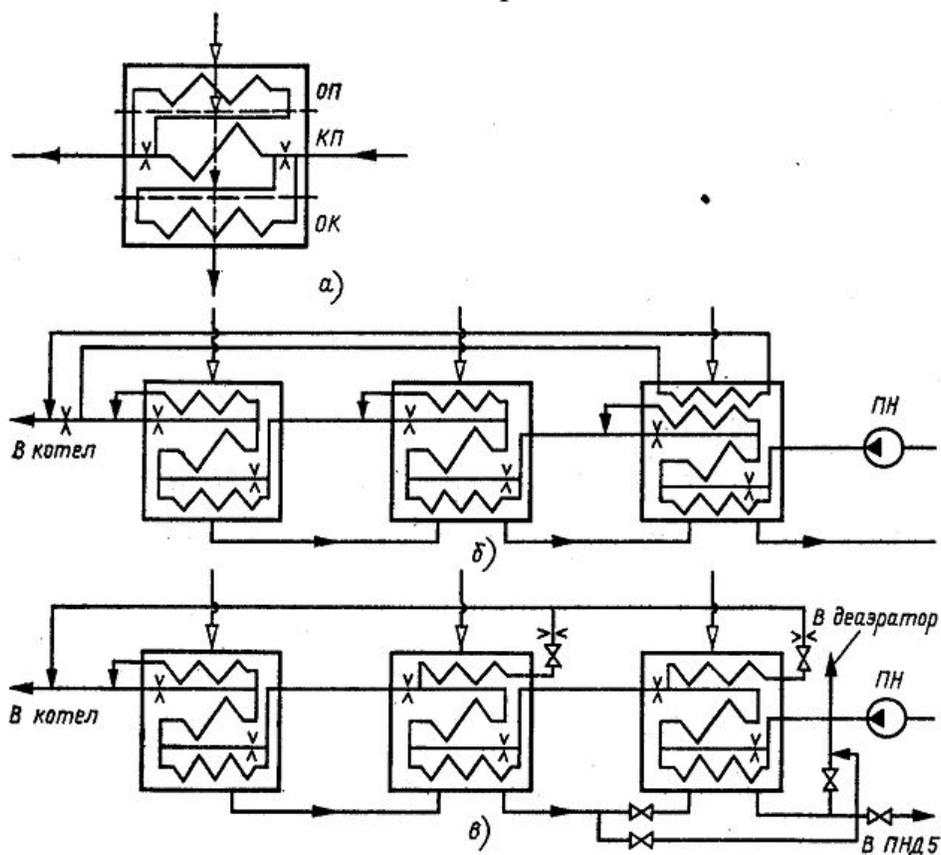


Рис.2.10. Схемы включения ПВД: *a* – схема подогревателя с неполным расходом питательной воды через зоны ОП и ОК; *б* - одна из двух одинаковых групп ПВД турбоустановки К-800-240-4 (у первого по ходу питательной воды ПВД имеется дополнительный пароохладитель); *в* – ПВД турбоустановки К-500-240-2

Первый этап расчета – составление расчетной схемы установки. При этом заданы тип и мощность турбины, начальные параметры пара. При составлении расчетной схемы на основе имеющегося опыта проектирования или из приближенных зависимостей выбирают:

- 1) давление в конденсаторе;
- 2) схема и основные параметры промежуточных систем турбины;
- 3) число и типы регенеративных подогревателей (а также деаэратор), схема их включения;
- 4) температура питательной воды;
- 5) тип питательного насоса, тип и схема включения приводной турбины в случае турбопривода;
- 6) температура воды после ступеней подогрева и значения минимальных температурных напоров для теплообменников поверхностного типа;
- 7) схема отпуска теплоты потребителю;
- 8) способ и схема подготовки добавочной воды;
- 9) место включения испарителей и парообразователей;
- 10) схемы использования теплоты от различных элементов станции (уплотнений турбины, генератора, собственных нужд станции, продувки парогенераторов, испарителя и т.д.).

Выбор всех или части указанных параметров может потребовать проведения оптимизационных расчетов.

Второй этап расчета – построение *h-s* – диаграммы процесса расширения пара в турбине. Для рассчитываемого режима сначала по имеющимся зависимостям определяют:

- 1) потери давления в паровпускных устройствах турбины по формуле:

$$\Delta p_0 = (0,03 \div 0,05)p_0; \quad (2.1)$$
- 2) потери давления при перепуске пара между цилиндрами (в том числе и в промежуточных устройствах турбины, если они имеются);
- 3) потери с выходной скоростью $\Delta h_{в.с} = c_2^2/2$ (где c_2 – абсолютная скорость выхода пара из каналов рабочих лопаток) и восстановление давления в выходном патрубке, в результате чего теплоперепад в ЦНД может быть увеличен при перегретом и слабовлажном ($y < 0,05$) паре для осерадиальной конструкции на величину $\Delta h = (0,1 \div 0,2) \cdot \Delta h_{в.с}$;
- 4) внутренние относительные КПД отсеков с учетом особенностей их выполнения и параметров пара.

Коэффициент полезного действия отсека (группы ступеней, в каждой из которых используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, а энергия

выходной скорости последней ступени отсека теряется полностью) оценивается по формуле

$$\eta_{0i}^{п.п} = \left(0,925 - \frac{0,5}{D_{cp} \cdot v_{cp}}\right) \times \left(1 + \frac{H_0^{г.п} - 600}{20000}\right) (1 - \xi_{в.с}), \quad (2.2)$$

где $D_{cp} = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$ – средний расход пара через отсек, кг/с; $v_{cp} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}$ – средний удельный объем пара, м³/кг; D_1, D_2, v_1, v_2 – расходы и удельные объемы пара на входе и выходе из отсека; $H_0^{г.п}$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней, кДж/кг; $\xi_{в.с} = \frac{1}{z} \sin^2 \alpha_1$ – потери с выходной скоростью для отсека; z – число ступеней в отсеке; α_1 – угол выхода пара из сопел в последней ступени. По формуле (2.2) оценивается КПД групп ступеней для частоты вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$; для частоты вращения $n = 25 \text{ с}^{-1}$ КПД проточной части ЦВД уменьшается на 0,2%, КПД ЦСД не изменяется.

Коэффициент полезного действия ступеней части низкого давления для перегретого пара и частоты вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$ подсчитывается по формуле

$$(\eta_{0i}^{п.п})_{н.д} = 0,87 \left(1 + \frac{H_0^{н.д} - 400}{10000}\right) - \frac{\Delta h_{в.с}}{H_0^{н.д}}, \quad (2.3)$$

где $H_0^{н.д}$ – теплоперепад ЧНД, кДж/кг; $\Delta h_{в.с}$ – потери с выходной скоростью из последней ступени, кДж/кг:

$$\Delta h_{в.с} = \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{D_k v_k}{\Omega}\right)^2 \left(1 + \frac{0,1}{\theta_z - 1}\right); \quad (2.4)$$

D_k – расход пара в конденсатор через последнюю ступень, кг/с; v_k – удельный объем пара за последней ступенью, м³/кг; $\Omega = \pi d_2 l_2$ – площадь, ометаемая рабочими лопатками последней ступени, м²; $\theta_z = d_2 / l_2$ – отношение среднего диаметра к высоте рабочей лопатки последней ступени. Для частоты вращения $n = 25 \text{ с}^{-1}$ КПД ЧНД увеличивается на 1 %.

Коэффициент полезного действия ступеней, работающих на влажном паре, рассчитывают по формуле

$$\eta_{0i}^{в.п} = \eta_{0i}^{п.п} (1 - \xi_{в.п}), \quad (2.5)$$

где $\eta_{0i}^{п.п}$ – КПД для перегретого пара ЧВД без учета потерь с выходной скоростью из последней ступени [см. формулы (2.2), (2.3)]; $\xi_{в.п} = 0,8 \cdot \frac{y_1 + y_2}{2}$, здесь y_1 и y_2 – влажности на входе и выходе из группы ступеней.

На $h-s$ – диаграмме процесса расширения пара наносят значения параметров отборов. Если в рассчитываемом режиме ожидается незначительное, по сравнению с номинальным, изменение расходов пара в отсеках турбины (не более 3÷5 %), то имеющуюся $h-s$ – диаграмму обычно не пересчитывают. В случае же, например, расчета тепловой схемы турбоустановки при частичных нагрузках параметры процесса расширения пара в турбине должны быть уточнены. Для

определения новых значений давления в точках отбора (в случае докритического расхода пара через группу ступеней, т.е. при дозвуковых скоростях в проточной части) можно воспользоваться формулой

$$\frac{D}{D_0} = x_0 \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{11}^2}{p_0^2 - p_1^2}}, \quad (2.6)$$

где D – расход пара через группу ступеней для данного режима при давлениях перед отсеком p_{01} и за отсеком p_{11} ; D_0 – расход пара для расчетного режима при давлении перед отсеком и за отсеком p_1 ; $x_0 = \sqrt{\frac{p_0 v_0}{p_{01} v_{01}}}$, причем p_0 и v_0 – давление и удельный объем перед группой ступеней при расходе пара D_0 ; p_{01} и v_{01} – то же при расходе пара D .

Формула (2.6) справедлива, если площади проходных сечений в проточной части рассчитываемого отсека не меняются. Этому требованию не удовлетворяет, например, регулирующая ступень с переменной степенью парциальности. Должны быть пересчитаны также внутренние КПД η_{oi} регулирующей и последней ступеней и выхлопные потери. Если этого не сделать, то при изменении начального расхода пара на 25 % ошибка в определении мощности турбины составит около 1 %.

Третий этап расчета – определение расходов пара на элементы схемы и мощности турбины. Он может выполняться в следующей последовательности.

1. Составляется материальный баланс рабочего тела для турбоустановки в целом.

Суммарный расход всех потоков от внешних по отношению к рассчитываемой установке элементов (включая расход свежего пара, добавочной воды) должен быть равен суммарному расходу потоков от данной установки (расход питательной воды, потери рабочего тела, отбор на другие установки станции, на собственные нужды):

$$\sum D_{вх} = \sum D_{вых}. \quad (2.7)$$

Потери рабочего тела, если отсутствуют точные данные, могут быть приняты на уровне $0,3 \div 0,5$ % расхода пара на турбине. При заданных расходах «внешних» потоков и пара на турбину из последнего уравнения определяют расход питательной воды.

2. Устанавливаются значения потоков, не связанных с работой теплообменного оборудования установки.

К ним, например, относятся потоки пара через уплотнения вала турбины, штоков клапанов. Точные значения этих расходов определяются расчетом соответствующих устройств. Они могут быть оценены на основе данных по действующим турбоустановкам.

На основе информации о тепловой нагрузке, отдаваемой каждому из внешних потребителей теплоты, и параметрах соответствующих теплоносителей выбираются точки отбора пара из турбины для этих целей.

3. Определяются необходимые давления насосов конденсатно-питательного тракта.

Для питательного насоса:

$$\Delta p_{\text{ПН}} = p_0 + \Delta p_{\text{пар}} + \Delta p_{\text{ПУ}} + \Delta p_{\text{пит}} + \Delta p_{\text{РКП}} + \Delta p_{\text{ПВД}} + \Delta p_{\text{геод}} - p_{\text{Д}}, \quad (2.8)$$

где p_0 – давление рабочего тела перед турбиной; $\Delta p_{\text{пар}}$ – гидравлическое сопротивление паропроводов ($\Delta p_{\text{пар}} = 0,04 \cdot p_0 \div 0,09 \cdot p_0$); $\Delta p_{\text{ПУ}}$ – сопротивление паропроизводящей установки; $\Delta p_{\text{пит}} = 0,2 \div 0,3$ МПа – сопротивление питательного трубопровода; $\Delta p_{\text{РКП}} \approx 1$ МПа – сопротивление регулирующего клапана питания (если не учтено при расчете гидравлического сопротивления котла); $\Delta p_{\text{ПВД}}$ – сопротивление подогревателей высокого давления; $\Delta p_{\text{геод}}$ – геодезический подпор, определяется разницей в высотах места входа питательной воды в паропроизводящую установку и выхода воды из деаэратора; $p_{\text{Д}}$ – давление в деаэраторе;

Для конденсатного насоса:

$$\Delta p_{\text{КН}} = \Delta p_{\text{Д}} + \Delta p_{\text{ПНД}} + \Delta p_{\text{Э}} + \Delta p_{\text{ОУ}} + \Delta p_{\text{КОНД}} + \Delta p_{\text{РКУ}} + \Delta p_{\text{геод}}, \quad (2.9)$$

где $\Delta p_{\text{Д}}$ – сопротивление деаэратора; $\Delta p_{\text{ПНД}}$ – сопротивление теплообменников: регенеративных подогревателей, вынесенных охладителей дренажей и др.; $\Delta p_{\text{Э}} = 0,05 \div 0,07$ МПа – сопротивление охладителя каждого из установленных эжекторов; $\Delta p_{\text{ОУ}} = 0,3 \div 0,5$ МПа – сопротивление в обессоливающей установке; $\Delta p_{\text{КОНД}} = 0,1 \div 0,2$ МПа – сопротивление трубопроводов тракта; $\Delta p_{\text{РКУ}} = 0,2 \div 0,4$ МПа – сопротивление регулирующего клапана уровня.

Если предусмотрена установка конденсатных насосов 1-го и 2-го подъемов, для каждого составляются расчетные уравнения, причем исходным для расчета давления насоса 1-го подъема является необходимое давление на всасывающем патрубке насоса 2-го подъема.

4. Определяются параметры пара и воды в различных точках схемы.

По известным значениям давления в отборах турбины определяют давление пара в соответствующих подогревателях:

$$p_r = p_{\text{отб } r} (1 - \Delta p_r), \quad (2.10)$$

где $\Delta p_r \approx (11 - r)/100$ – относительное значение потерь давления в паропроводе от турбины до подогревателя; r – номер регенеративного подогревателя по ходу воды, исключая деаэратор, в котором давление обычно бывает задано. Температура конденсата греющего пара $t_{r \text{ др}}$ для подогревателей без охладителей дренажа равняется температуре насыщения при соответствующем давлении $t_{r \text{ нас}}(p_r)$.

Расчет повышения энтальпии в насосах, Дж/кг, ведется по формуле

$$\Delta h_{\text{н}} = \Delta p_{\text{н}} v_{\text{н}} / \eta_{\text{н}}, \quad (2.11)$$

где Δp_n – необходимое давление насоса, Па; v_n – удельный объем перекачиваемой жидкости, м³/кг; η_n – КПД насоса, равный здесь произведению гидравлического и объемного КПД; для насосов с подачей 0,15 м³/с и более $\eta_n = 0,82 \div 0,86$.

С учетом (2.11) определяются параметры рабочего тела на выходе из насосов, т.е. в соответствующих точках конденсатно-питательного тракта тепловой схемы.

5. Рассчитываются расходы потоков пара и воды.

Основу расчета составляют уравнения материальных и тепловых балансов. Для подогревателя смешивающего типа, в который подводятся n потоков $D_{r1}, D_{r2}, \dots, D_{rn}$ с энтальпиями $h_{r1}, h_{r2}, \dots, h_{rn}$, а отводится суммарный поток с энтальпией $h_{r\text{нас}}$, уравнение теплового баланса в общем виде может быть записано так:

$$(D_{r1} + D_{r2} + \dots + D_{rn})h_{r\text{нас}} = (D_{r1}h_{r1} + D_{r2}h_{r2} + \dots + D_{rn}h_{rn})\eta_r. \quad (2.12)$$

Уравнение теплового баланса для подогревателя поверхностного типа

$$G_r(h_r - h_{r\text{ex}}) = [D_{r1}(h_{r1} - h_{r\text{оп}}) + D_{r2}(h_{r2} - h_{r\text{оп}}) + \dots]\eta_r. \quad (2.13)$$

Здесь G_r – расход нагреваемой среды через подогреватель; h_r и $h_{r\text{ex}}$ – энтальпии среды на выходе и на входе; η_r – коэффициент, учитывающий тепловые потери, может быть принят $\eta_r \approx (1 - r \cdot 10^{-3})$; r – номер подогревателя.

Расчет расходов пара в конденсатор по двум уравнениям материального баланса – турбины (на основе рассчитанных расходов отборного пара) и конденсатора – является способом проверки правильности вычислений.

Расходы пара и воды рассчитывают в абсолютных значениях D_r или в долях расхода пара на турбину α_r . В первом случае по заданному расходу пара на турбину D_0 определяют электрическую мощность установки $N_э$, во втором случае решается обратная задача. Результаты определения параметров и расходов потоков по схеме турбоустановки удобно сводить в таблицу.

б. Определяются показатели тепловой экономичности паротурбинной установки.

Для конденсационной паротурбинной установки:

- абсолютный электрический КПД турбоустановки (брутто):

$$\eta_э = N_э/Q_0; \quad (2.14)$$

- КПД турбоустановки (нетто):

$$\eta_э^{\text{нэ}} = (N_э - N_{с.н.})/Q_0; \quad (2.15)$$

- удельный расход пара:

$$d_0 = D_0/N_э; \quad (2.16)$$

- удельный расход теплоты, кДж/кВт или кВт/кВт, - величина обратная $\eta_э$.

Расход теплоты на турбоустановку без внешних потребителей теплоты $Q_0 \approx W_i + Q_k$, где W_i – внутренняя мощность при расходе пара на турбину D_0 ; Q_k – мощность, теряемая в конденсаторах. В мощности $N_{с.н}$, расходуемой на собственные нужды станции, основную долю занимают питательные (если не применен турбопривод) и другие насосы. Мощность насоса подсчитывается по формуле

$$N_n = \Delta h_n G_n / \eta_{np}, \quad (2.17)$$

где Δh_n – подогрев воды в насосе – см. (2.11); G_n – расход перекачиваемой воды, кг/с; η_{np} – механический КПД и КПД привода насоса; для ориентировочных расчетов $\eta_{np} = 0,9 \div 0,95$.

Для теплофикационной паротурбинной установки (например, для ТЭЦ), в которой затрачивается тепловая мощность Q_T и внешним потребителям отпускается Q_0^0 , расход теплоты Q_0 может быть определен как сумма $W_i + Q_k + Q_T$.

Обычно рассчитывают следующие показатели тепловой экономичности:

- КПД по производству электроэнергии:

$$\eta_э = N_э / (Q_0 - Q_T); \quad (2.18)$$

- КПД по отпуску тепловой энергии:

$$\eta_T = Q_0^0 / Q_T; \quad (2.19)$$

- полный КПД (оценивающий общую тепловую экономичность):

$$\eta_{э.Т} = (N_э + Q_0^0) / Q_0; \quad (2.20)$$

- удельную выработку электрической мощности на тепловом потреблении:

$$\varepsilon = N_э^T / Q_T, \quad (2.21)$$

где $N_э^T$ – электрическая мощность, развиваемая потоками пара, которые не проходят в конденсатор, а выводятся из турбины для выработки Q_T .

В случае использования в схеме вспомогательных приводных турбин их мощность $N_{т.п}$ должна быть прибавлена к мощности $N_э$ в уравнениях (2.14), (2.16), (2.18) и (2.20).

При расчете Q_0 для паротурбинной установки без промежуточного перегрева пара можно воспользоваться формулой

$$Q_0 = D_0 (h_0 - h_{п.в}). \quad (2.22)$$

Для паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара в котле, реакторе или теплоносителем 1-го контура на двухконтурной АЭС

$$Q_0 = D_0 (h_0 - h_{п.в}) + D_{п.п} (h'_0 - h_p). \quad (2.23)$$

В этих формулах h_0 – энтальпия пара, поступающего в турбину; $h_{п.в}$ – энтальпия питательной воды (после системы регенеративного подогрева); $D_{п.п}$ – расход пара через промежуточный перегреватель; h'_0 – энтальпия этого пара после промежуточного перегрева; h_p – энтальпия пара, отводимого от турбины в промежуточный перегреватель.

Контрольные вопросы к теме 2

1. На какие типы установок подразделяется технологическое оборудование АЭС?
2. Что является рабочим телом и теплоносителем для АЭС?
3. Приведите основную классификацию АЭС в зависимости от числа контуров теплоносителя и рабочего тела.
4. Какие типы реакторов применяются в одноконтурных и двухконтурных схемах АЭС?
5. Назовите начальные параметры пара для турбин АЭС в одноконтурных, двухконтурных и трехконтурных схемах АЭС.
6. Какие устройства применяют для обеспечения допустимой влажности в последних ступенях турбины и повышения КПД установки?
7. Для чего предназначены выносные сепараторы и промежуточные пароперегреватели турбин?
8. На какие способы разделяют промежуточную сепарацию влаги?
9. Какие особенности имеет регенеративный подогрев питательной воды АЭС?
10. Какими насосами определяется рабочее давление в ПНД и ПВД?
11. Какова цель расчета тепловой схемы АЭС?
12. Что составляет основу расчетов тепловой схемы АЭС?
13. Перечислите, что входит в первый этап расчета тепловой схемы АЭС.
14. Как строят диаграмму процесса расширения пара в турбине на втором этапе расчета тепловой схемы АЭС?
15. Укажите последовательность третьего этапа расчета тепловой схемы АЭС – определение расходов пара на элементы схемы и мощности турбины.
16. Какие показатели тепловой экономичности для конденсационной паротурбинной установки?
17. Какие показатели тепловой экономичности для теплофикационной установки?

УЧЕБНЫЙ МОДУЛЬ 2

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН И КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК ТЭС И АЭС

ТЕМА 3. КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС И АЭС

3.1. Основные принципы конструирования паровых турбин

Реализация научно-технического прогресса в энергетике путем сооружения новых ТЭС и технического перевооружения котельного и турбинного оборудования требует комплексной проработки всей технологической цепочки производства электрической и тепловой энергии. Такой единой технологической цепочкой является развернутая тепловая схема ТЭС. При проектировании вновь сооружаемых энергетических объектов и реконструкции действующего теплоэнергетического оборудования к тепловым схемам должны предъявляться следующие требования:

- 1) надежность работы основного и вспомогательного оборудования ТЭС и АЭС при всех возможных режимах эксплуатации;
- 2) обеспечение безопасности эксплуатационного персонала и комфортных условий труда;
- 3) высокая тепловая экономичность работы ТЭС и АЭС, как при номинальных, так и при максимальных и частичных нагрузках;
- 4) максимально возможный регулировочный диапазон изменения электрической нагрузки с учетом технического минимума паропроизводительности котла и других ограничивающих факторов в условиях работы в объединенной энергосистеме;
- 5) обеспечение необходимых маневренных характеристик по условиям приемистости и заданных пусковых характеристик при пусках из холодного, неостывшего и горячего состояния согласно требованиям заказчика (энергосистемы) при вводе в эксплуатацию нового энергетического оборудования и реконструкции действующего;

6) обеспечение необходимого отпуска тепловой энергии на отопление и горячее водоснабжение в условиях достижения самой низкой температуры наружного воздуха в зимний период;

7) минимально возможный уровень теплового загрязнения окружающей среды за счет достижения максимальной выработки электроэнергии на тепловом потреблении и минимальных потерь теплоты с циркуляционной водой и в конденсаторах турбин;

8) возможность создания комплексных АСУ ТП на базе внедрения САУ с применением микропроцессорной техники с включением в систему диспетчерского управления энергосистемы;

9) возможность быстрого вывода в ремонт основного и вспомогательного оборудования за счет применения систем принудительного расхолаживания для сокращения сроков проведения ремонтных операций и повышения готовности.

В процессе проектирования новых энергоблоков, разработки проектов реконструкции действующих необходимо учитывать влияние многочисленных факторов на эффективность работы тепловой схемы ТЭС в условиях режимного регулирования электрической и тепловой нагрузки. Основными факторами, влияющими на эффективность работы новых и реконструируемых ТЭС, являются:

1) тип и параметры ПТУ или ГТУ для проектируемой ПГУ или реконструируемой ТЭС;

2) соотношение между электрической и тепловой нагрузками;

3) выбор типа парораспределения и программы управления мощностью;

4) выбор типа привода питательных насосов;

5) учет влияния изменения КПД проточных частей ГТУ и ПТУ при работе на частичных нагрузках на эффективность работы всей установки в целом, в том числе и на работу системы регенерации;

6) учет влияния понижения температуры питательной воды на работу котельной установки.

Для комплексной оценки эффективности работы всего основного и вспомогательного оборудования ТЭС и АЭС, скомпонованного в развернутой тепловой схеме, необходимо выполнить подробный расчет тепловой схемы с учетом всех вышеперечисленных факторов для каждого режима работы.

3.1.1. Основные показатели паровых турбин и их компоновки

Проектируемые турбина и паротурбинная установка (ПТУ) должны отвечать регламентируемой [6] системе показателей качества (семь групп), которые характеризуют технический уровень турбин и ПТУ:

1) *показатели назначения*

- *функциональные и технической эффективности: номинальная мощность $N_{ном}$; максимальная мощность N_{max} ; тепловая нагрузка отопительных (регулируемых) отборов пара Q_t , ГДж/час; частота вращения n , c^{-1} ; давление и*

температура свежего пара (p_0, t_0); температура промперегрева (t_{nn}); температура охлаждающей воды для конденсатора ПТУ ($t_{1в}$); давление в конденсаторе p_k ; температура питательной воды $t_{не}$;

- характеристики ее маневренности (время пуска, допустимое число пусков, регулировочный диапазон автоматического изменения мощности);

- конструктивные показатели турбины – масса турбины, кг; масса турбины с конденсатором, кг; габаритные размеры, м.

2) показатели надежности: средняя наработка на отказ (не менее 5500 ч); установленный ресурс до списания (не менее 40 лет) и средний ресурс между капитальными ремонтами (4-6 лет);

3) показатель экономичности – удельный расход теплоты брутто $q_{э}^{бр}$, кДж/(кВт·ч) или ккал/(кВт·ч).

Для обеспечения установленных показателей осуществляется выбор тепловой схемы и компоновки турбоагрегата на основе технико-экономических расчетов и обоснований. В частности, выбираются:

- разделительное давление, определяющее давление пара в тракте промежуточного перегрева p_{mi} ;

- способ деаэрации питательной воды и давление в деаэраторе p_0 ;

- число регенеративных подогревателей $Z_{под}$;

- схема и параметры системы сепарации и промперегрева для турбин АЭС.

В [6] установлена необходимость организации промежуточного перегрева для турбин ТЭС, проектируемых на давление свежего пара $p_0 \geq 12,3$ МПа. Число регенеративных отборов пара для подогрева питательной воды и соответствующий расход $\Sigma G_{отб}$ определяют в итоге конденсационный расход пара в турбине (G_k), который составляет 50÷70 % от расхода свежего пара (G_0).

Современные мощные турбины выполняются многоступенчатыми с компоновкой проточной части посредством цилиндров высокого давления (ЦВД), давление за которым и определяется давлением промежуточного перегрева пара, среднего давления (ЦСД) и низкого давления (ЦНД). На рис.3.1 представлена компоновка турбины К-800-23,5 ЛМЗ, номинальная мощность которой $N_{э}=800$ МВт, расход $G_0=650$ кг/с, $\eta_{oi}=0,85$, располагаемый теплоперепад турбины $H_0=1400$ кДж/кг, число ступеней $z_{ЦВД}=12$, $z_{ЦСД}=8$ (на один поток), $z_{ЦНД}=4$ (на один поток).

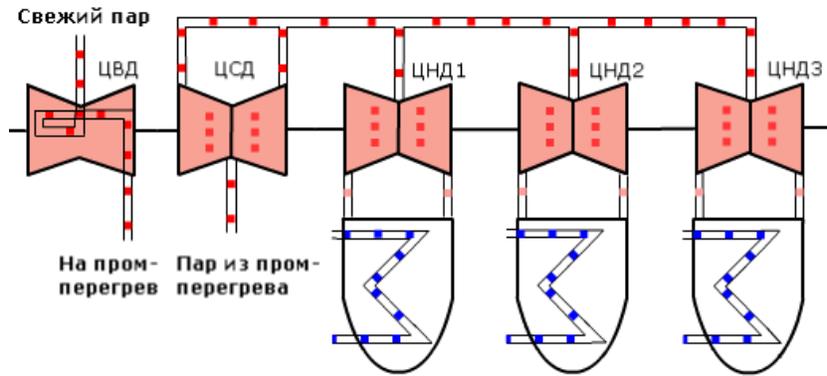


Рис. 3.1. Схема компоновки паровой турбины К-800-23,5 ЛМЗ

Многоступенчатое исполнение паровых турбин позволяет:

- 1) реализовать большие мощности ($N_{\Sigma}=500\div 1500$ МВт при $H_0=1000\div 1600$ кДж/кг);
- 2) проектировать проточную часть турбины из условия $u/c_{\phi}=(u/c_{\phi})_{opt}$ для всех ступеней (чем дороже топливо, используемое на электростанции, тем экономичнее должно быть ее основное и вспомогательное оборудование);
- 3) использовать эффект промперегрева, посредством которого повышаются термический КПД цикла, растет $\eta_{oi}^{ЦСД}$, снижается степень влажности в последних ступенях ЦНД;

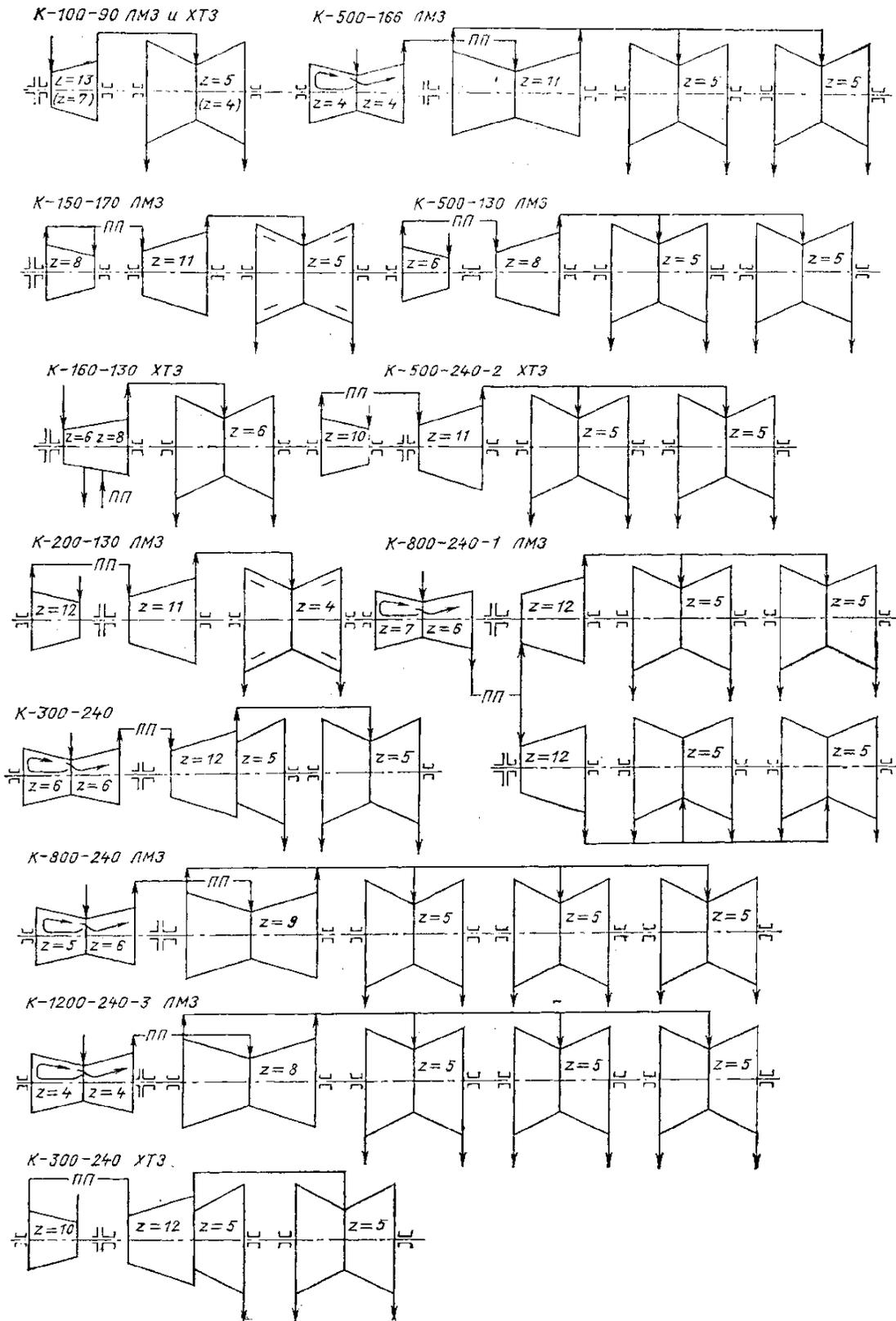


Рис. 3.2. Компонировочные решения для паровых турбин ТЭС

4) осуществлять оптимальным образом отборы пара на регенеративный подогрев питательной воды, которые существенно повышают КПД турбоустановки;

5) организовывать эффективную схему компенсации осевых нагрузок валопровода;

6) использовать энергию выходной скорости предыдущей турбинной ступени для роста располагаемой энергии последующей за ней ступени. Таким образом увеличивается располагаемый теплоперепад ступеней;

7) использовать эффект возврата теплоты, связанный с тем, что потери энергии в ступени переходят в теплоту и повышают энтальпию (теплосодержание) водяного пара за турбинной ступенью.

Относительный внутренний КПД паровой турбины η_{oi} при её многоступенчатом исполнении увеличивается за счет эффекта возврата теплоты. Коэффициент возврата теплоты обычно имеет значение в зависимости от числа турбинных ступеней z и располагаемого теплоперепада турбины H_0^T и изменяется от 0,02 до 0,10.

Компоновочные решения для паровых турбин, изготовленных для ТЭС турбостроительными заводами России, показаны на рис. 3.2.

3.1.2. Предельная мощность однопоточной конденсационной турбины

Предельная мощность паровой турбины определяется расходом водяного пара через последнюю ступень (G_2), который ограничивается значением абсолютной скорости c_2 за ее рабочей решеткой из условия $M_{c2} < 1$, удельным объемом влажного пара v_2 , зависящим от давления p_k в конденсаторе, а также площадью рабочей решетки последней ступени $F_2 = \pi d_2 \cdot l \cdot 2 \sin \alpha_2$.

Последние ступени отличаются большими длинами лопаток, так как при низких значениях давления p_k необходимо реализовывать огромные по значению объемные расходы (G_2, v_2) водяного пара в конденсатор ($G_k = G_2$).

В связи с большой длиной рабочих лопаток их механическая прочность находится на предельных уровнях по напряжениям растяжения, формируемым в корневых сечениях лопаток от действия центробежных сил. Отсюда предельный расход водяного пара, который можно пропустить через последнюю ступень, зависит от механической прочности ее рабочих лопаток.

Предельный расход пара определяет и предельное значение внутренней мощности однопоточной конденсационной турбины.

Таким образом, предельная мощность турбины, кроме располагаемого теплоперепада турбины H_0^T , ее относительного внутреннего КПД η_{oi}^T , зависит от следующих величин:

1) напряжения растяжения, значение которого определяется допустимым напряжением $[\sigma_p]$ для материала лопатки (для высоколегированной стали $[\sigma_p] \approx 450$ МПа);

2) плотности материала лопатки $\rho_{ст}$ (для нержавеющей сталей $\rho_{ст}=7,8 \cdot 10^3$ кг/м³);

3) скорости c_2 , определяемой ограничениями потерь с выходной скоростью $\Delta H_{вс}=0,5c_2^2$ и допустимым диапазоном режимов течения по числу Маха ($M_{c_2}<0,9$). Для мощных турбин потери энергии с выходной скоростью составляют 20-40 кДж/кг. Их изменение для влажнопаровых турбин АЭС оказывает большее влияние на экономичность, чем для турбин, работающих с перегретым паром;

4) удельного объема v_2 водяного пара, зависящего от давления p_k в конденсаторе;

5) частоты вращения ротора n (при переходе с $n=50$ с⁻¹ к $n=25$ с⁻¹ предельная мощность турбины увеличивается в четыре раза).

В турбоустановках со сверхвысокими параметрами пара чаще применяются две ступени промперегрева, что увеличивает термический КПД турбоустановки и значение располагаемого теплоперепада турбины. Следует понимать, что для турбин АЭС, работающих на влажном паре ($p_0=57$ МПа), H_0^T значительно меньше, чем для турбин перегретого пара, что определяет сокращение их предельной мощности примерно на 20 %. Повышение давления p_k в конденсаторе, например, с 3,5 кПа до 5,0 кПа увеличивает предельную мощность при прочих равных условий на 43 % (за счет уменьшения удельного объема пара v_2). Но при этом, абсолютный электрический КПД паротурбинных установок ТЭС уменьшается на $\Delta\eta_{э}/\eta_{э}=0,5$ % и на $\Delta\eta_{э}/\eta_{э}=0,9$ % для турбоустановок АЭС. В общем случае выбор давления в конденсаторе зависит от климатических условий места нахождения электростанции, системы ее водоснабжения, вида и стоимости топлива, а также ряда других факторов.

3.1.3. Способы повышения мощности паровых турбин

1. Переход к варианту исполнения турбины с частотой вращения ротора $n=25$ с⁻¹ (тихоходные турбины). Такие решения используются в паровых турбинах насыщенного пара для АЭС. При этом применяют четырехполюсный электрогенератор. Уменьшение частоты вращения n в два раза позволяет увеличить предельную мощность однопоточной турбины в 4 раза. В реальных условиях из-за значительного роста габаритных размеров турбины и конденсатора, а также строительных конструкций машинного зала АЭС увеличение мощности турбины с переходом на $n=25$ с⁻¹ меньше. Но предельные значения длины рабочих лопаток последней ступени ЦНД таких турбин в 1,5 раза больше, чем у быстроходных турбин с частотой вращения ротора $n=50$ с⁻¹.

2. Использование вместо стальных лопаток из титанового сплава, которые обладают вдвое большей удельной прочностью $[\sigma_p]/\rho_{тит}$ из-за меньшей плотности этого сплава ($\rho_{тит}\approx 4500$ кг/м³). Использование титановых сплавов для рабочих лопаток позволяет повысить предельную мощность в 1,5 раза. Рабочие лопатки из титанового сплава применяются в последних ступенях ЦНД турбины

К-1200-23,5 ЛМЗ (табл. 3.1). При длине рабочих лопаток $l_2=1200$ мм обеспечивается аксиальная площадь рабочей решетки $\Omega_2=11,3$ м² (предельная мощность одного потока в этой турбине составляет 200 МВт). Такая лопатка применена и в *быстроходной турбине* ЛМЗ К-1000-5,9 для АЭС. Существуют проекты рабочих лопаток длиной $l_2=1350\div 1500$ мм.

Таблица 3.1. Основные характеристики последних ступеней паровых турбин

Марка турбины	Завод – изготовитель	Давление p_k , кПа	Длина рабочей лопатки l_2 , мм	Средний диаметр d , мм	Число ЦНД и ВЫХЛОПОВ	Суммарная площадь F_2 , м ²
К-50-8,8-3	ЛМЗ	3,4	665	2000	1x1	4,18
К-100-8,8-6	«	3,4	665	2000	1x2	8,36
К-125-12,8	«	3,9	960	2480	1x1	7,48
К-210-12,8-3	«	3,9	765	2100	1x2	15,28
К-300-16,6-2	«	6,4	755	2275	1x2	29,92
К-500-16,3-2	«	5,9	960	2480	2x2	16,2
К-300-23,5-3	«	3,4	960	2480	1x3	22,44
К-500-23,5-4	«	3,3	960	2480	2x2	29,92
К-800-23,5-3	«	3,4	960	2480	3x2	44,88
К-1200-23,5-3	«	3,5	1200	3000	3x2	67,86
Т-180/210-12,8-1	«	6,5	640	2090	1x2	8,4
Т-180/210-12,8-2	«	6,3	755	2205	1x2	10,46
ПТ-80/100-12,8/1,3	«	-	665	2000	1x2	4,18
ПТ-60/75-12,8/1,3	«	-	665	2000	1x1	4,18
Р-50/60-12,8/1,3-2	«	-	122	931	1x1	0,36
К-1000-5,9-1	(для АЭС)	4,9	1200	3000	4x2	90,48
К-1000-5,9-2	«	4,0	1200	3000	4x2	90,48
К-800-12,8	«	3,9	1200	3000	2x2	45,24
К-170-12,8-3	ХТЗ	3,8	780	2125	1x2	10,41
К-300-23,5-2	«	3,6	1050	2250	1x2	25,23
К-310-23,5-3	«	3,7	1030	2530	1x2	16,37
К-320-23,5-4	«	4,8	1030	2530	1x2	16,37
К-500-17,7	«	2,7/5	1030	2530	2x2	32,74
К-500-23,5-2	«	3,9	1030	2530	2x2	32,74
К-220-4,4/25-3	(для АЭС)	3,0	1030	2530	2x2	32,74
К-220-4,4/25-4	«	6,3	920	2820	1x2	16,3
К-500-6,4/25-2	(РБМК-1000)	3,9	852	2352	4x2	50,36
К-750-6,4/50	«	4,4	1030	2530	4x2	65,48
К-500-5,9/25	(ВВЭР-1000)	6,0	1450	4150	1x2	37,8
К-1000-5,9/25-1	«	4,0	1450	4150	3x2	113,4
К-1000-5,9/25-2	«	3,7	1450	4150	3x2	113,4
К-1100-5,9/25-4	«	4,0	1450	4150	3x2	113,4
Т-250/300-23,5-3	ТМЗ	5,8	940	2390	1x2	14,1
Т-185/220-12,8-	«	5,0	830	2280	1x2	11,8

Марка турбины	Завод – изготовитель	Давление p_k , кПа	Длина рабочей лопатки l_2 , мм	Средний диаметр d , мм	Число ЦНД и ВЫХЛОПОВ	Суммарная площадь F_2 , м ²
2 Т-110/120-12,8-5	«	5,6	550	1915	1x2	6,62
Т-50/60-12,8-6	«	5,1	458	1596	1x1	2,3
ПТ-135/162-12,8/1,5	«	6,2	830	2280	1x1	11,8
ПТ-50/60-12,8/0,7	«	5,4	550	1915	1x1	3,31
Р-100-12,8/1,3-2	«	3,0 МПа	127	1127	1x1	-

3. Использование в компоновке турбоагрегатов нескольких ЦНД двухпоточного исполнения (2-3 ЦНД в мощных турбинах ТЭС (см. табл. 3.1) и 2-4 ЦНД в турбинах АЭС). Ранее, на рис. 3.1, показана компоновка турбины К-800-23,5 ЛМЗ с тремя двухпоточными ЦНД. В турбине К-1200-23,5 (рис. 3.3) шесть потоков в ЦНД позволяют получить номинальную мощность 1200 МВт (ее максимальная мощность $N_9^{max}=1400$ МВт).

4. Использование в ЦНД двухъярусной предпоследней ступени (ступени Баумана). Через верхний ярус такой ступени одна треть расхода пара направляется в конденсатор, минуя последнюю ступень, предельную по характеристикам прочности (рис. 3.4). В результате предельная мощность такой ступени увеличивается в 1,5 раза. Ступени Баумана применяются, например, в ЦНД паровой турбины К-215-12,8 ЛМЗ.

3.1.4. Определение размеров последней ступени турбины

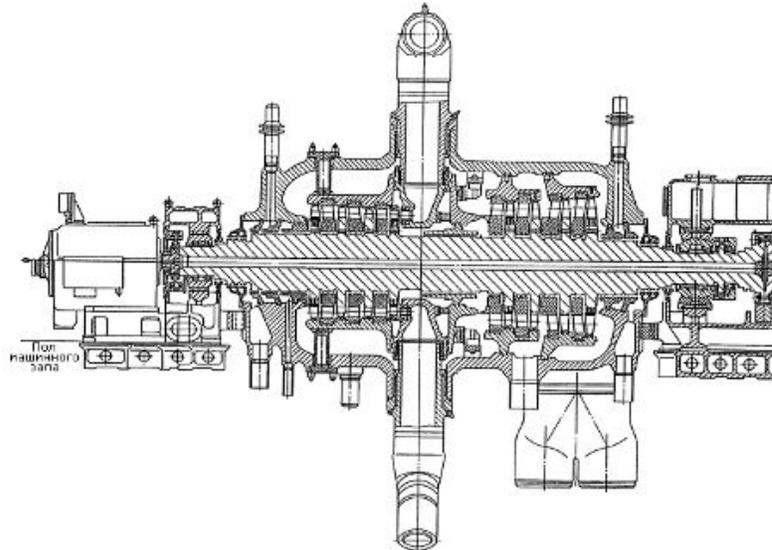
Поиск оптимального решения по размерам последних ступеней является задачей технико-экономического расчета. В первом приближении определение размеров при известном значении расхода водяного пара в конденсатор G_k и числе выхлопов i в ЦНД турбины осуществляется следующим образом:

1) оценивают относительный внутренний КПД цилиндров ($\eta_{oi}^{ЦВД}=0,82\div 0,87$; $\eta_{oi}^{ЦСД}=0,86\div 0,92$; $\eta_{oi}^{ЦНД}=0,78\div 0,83$);

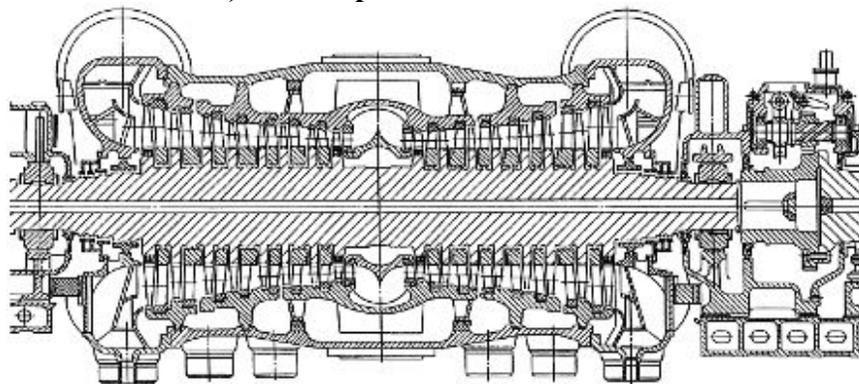
2) задаются потерями с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ (для мощных турбин 20÷40 кДж/кг) и определяют значение средней скорости $c_2 = \sqrt{2\Delta H_{вс}}$ (рис. 3.5).

3) вычисляют число Маха $M_{c_2}=c_2/a_2$, значение которого должно быть меньше 0,75÷0,85. Скорость звука $a_2 = \sqrt{kp_2v_2}$, где показатель адиабаты k находят с учетом влажности водяного пара ($k=1,1\div 1,12$);

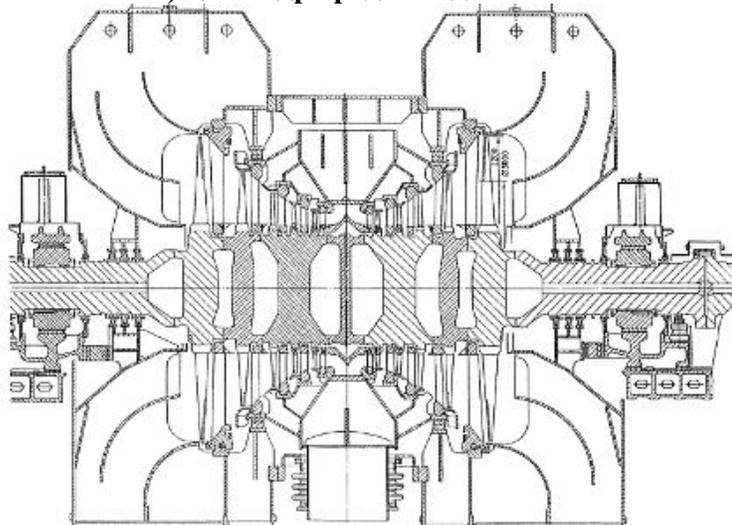
4) по формуле определяют аксиальную площадь $\Omega_2 = \pi d_2 l_2$. Для обеспечения умеренных напряжений в рабочих лопатках принимаются значения $\Omega_2 = 4 \div 6 \text{ м}^2$;



а) цилиндр высокого давления



б) цилиндр среднего давления



в) цилиндр низкого давления (один из трех)

Рис. 3.3. Примеры исполнения цилиндров паровой турбины К-1200-23,5 ЛМЗ

- 5) задаются значением параметра $\theta_2=d_2/l_2$ (желательно $\theta_2>3$). В ступенях с предельными напряжениями значения $2,7<\theta_2<3$ (в крайних случаях $\theta_2=2,4\div 2,7$);
- 6) определяют средний диаметр ступени:

$$d_2 = \sqrt{\Omega\theta/(i\pi)}, \quad (3.1)$$

где i – число потоков в ЦНД; $\theta = d_2/l_2$ – принимают равным $2,5\div 3,0$ для турбин большой мощности с предельно напряженной лопаткой последней ступени и $3,5\div 7,0$ для турбин небольшой мощности.

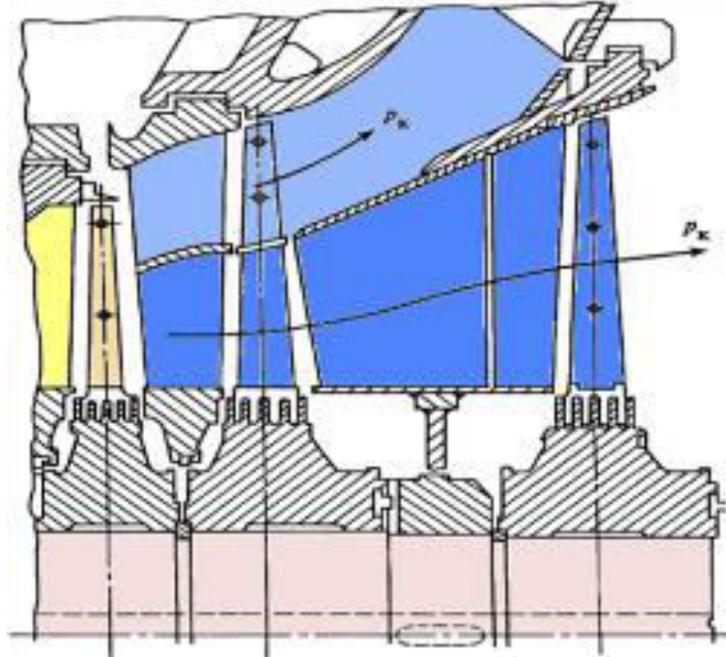


Рис. 3.4. Проточная часть ЦНД со ступенью Баумана

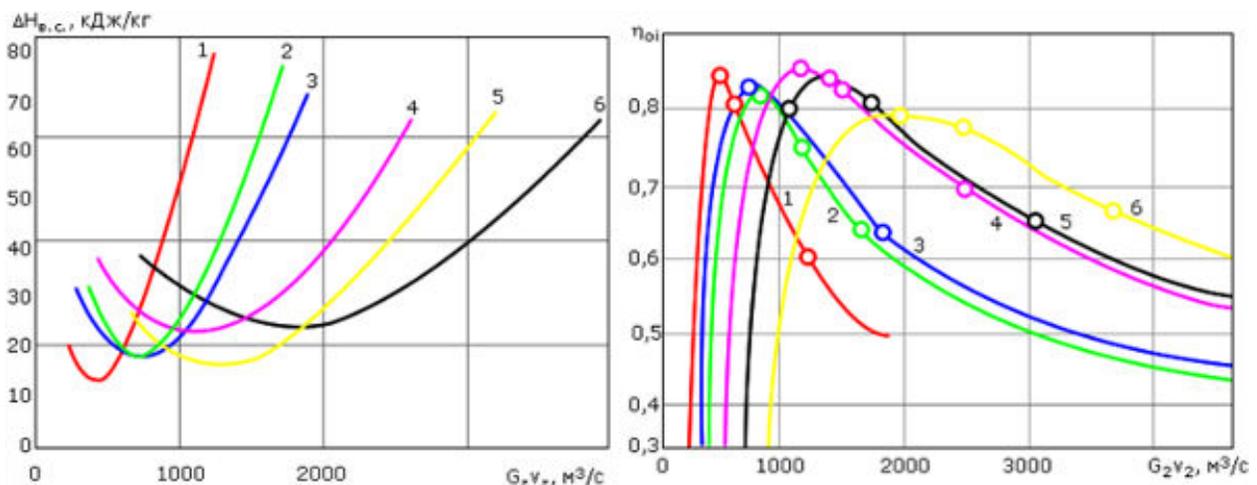


Рис. 3.5. К выбору уровня потерь с выходной скоростью (а) и эффективности последних ступеней (б) ЦНД: 1 – $l_2=550$ мм, $d_k=1350$ мм; 2 – $l_2=755$ мм, $d_k=1350$ мм; 3 – $l_2=755$ мм, $d_k=1520$ мм; 4 – $l_2=960$ мм, $d_k=1520$ мм; 5 – $l_2=1000$ мм, $d_k=1800$ мм; 6 – $l_2=1200$ мм, $d_k=1800$ мм

7) вычисленная длина рабочей лопатки $l_2=d_2/\theta_2$ сопоставляется и корректируется в соответствии с длиной лопатки заводского исполнения (см.табл. 3.1).

Если найденные размеры превышают наибольшие из известных ступеней, то следует пересмотреть значения величин в формуле (3.1) с целью приближения длины рабочей лопатки l_2 к значениям, используемым в практике. Следует помнить, что увеличение потерь с выходной скоростью $\Delta H_{вс}$ последней ступени, приводящее к уменьшению ее размеров, ухудшает экономические показатели турбины.

3.2. Конструкции современных паровых турбин

В [9] рассматривается конструктивное выполнение элементов проточной части (рабочих лопаток, диафрагм, уплотнений), которая является наиболее важной составляющей паровой турбины и определяет её экономичность. Ниже описываются конструкции других элементов паровой турбины, основы их устройства в целом и примеры конструктивного исполнения.

3.2.1. Валопровод турбины

Валопровод турбоагрегата — это совокупность облопаченных, соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров и генератора. Роторы цилиндров соединяются посредством муфт.

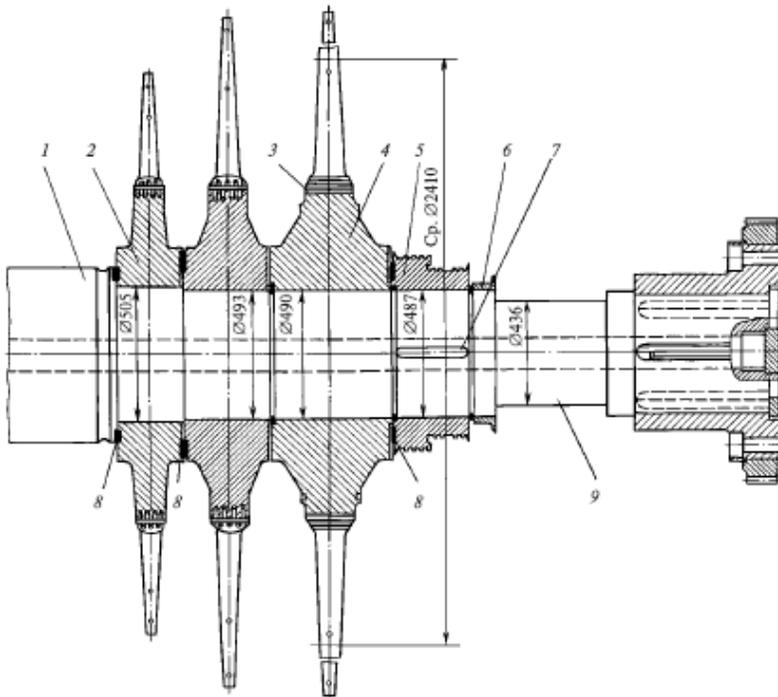


Рис. 3.6. Сборный ротор ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (показан один из двух потоков):
 1 — ступенчатый вал; 2—4 — насадные диски, соответственно, первой — третьей ступеней ЦНД; 5 — втулка концевого уплотнения; 6 — втулка масляного уплотнения корпуса

подшипника; 7 — осевая шпонка; 8 — торцевые шпонки; 9 — шейка вала (под вкладыш опорного подшипника скольжения)

Конструкция роторов валопровода зависит от условий работы их цилиндров, главными из которых являются два:

- 1) объемный расход пара, покидающего цилиндр;
- 2) температура пара, поступающего в цилиндр.

Роторы ЦНД. Мощные конденсационные турбины имеют один или несколько двухпоточных ЦНД. Температура на входе в ЦНД (даже в турбинах с промежуточным перегревом пара) невысока и не вызывает ползучести. Вместе с тем, объем пара, покидающего ЦНД, достаточно велик, поскольку давление в конденсаторе мало. Это привело к широкому распространению сборных роторов (рис. 3.6), диски и вал которых изготавливаются отдельно, а затем собираются в единое целое с помощью горячей посадки дисков на вал. Поэтому такие роторы часто называют роторами с насадными дисками.

Сборный ротор состоит из ступенчатого вала, на который насаживаются диски, втулки концевых уплотнений, а также втулки масляных уплотнений корпусов подшипников. На валу выполняются шейки под вкладыши подшипников и концевые участки для насадки полумуфт.

Каждый диск обычно состоит из обода, в котором выполняют профильные пазы для размещения хвостовиков лопаток, полотна (профильной части) и ступицы, внутренняя поверхность расточки которой сопрягается с посадочной поверхностью вала. Полотно диска профилируют так, чтобы обеспечить прочность диска при максимально возможной частоте вращения.

На рис. 3.7 показан сборный ротор ЦНД некоторых турбин ХТЗ. Все диски насаживаются на вал без осевых шпонок. Первые диски связаны торцевыми шпонками, а крутящий момент от них передается на вал (в случае ослабления посадки) с помощью торцевых шпонок, установленных между торцевыми поверхностями выступа вала и первого диска. Крутящий момент с двух последних дисков передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между ними и специальными шпоночными кольцами, насаженными на вал с натягом и на осевой шпонке.

Основное достоинство сборных роторов состоит в том, что их можно выполнить очень больших размеров с высоким качеством дисков и вала. Основные недостатки сборных роторов связаны с высокой напряженностью насадных дисков, возможностью ослабления посадки и появления трещин из-за коррозии под напряжением в шпоночных пазах.

Сварной ротор (рис. 3.8) изготавливают из отдельных дисков и концевых частей, соединяемых кольцевыми сварочными швами по специальной технологии. Как и у сборного ротора, радиальные размеры сварного ротора не ограничиваются технологическими возможностями изготовления крупных поковок высокого качества. Напряжения, вызванные вращением, в сварном роторе меньше, чем в

сборном, так как в нем отсутствуют центральное отверстие (это снижает напряжения более чем в 2 раза) и посадка диска на вал.

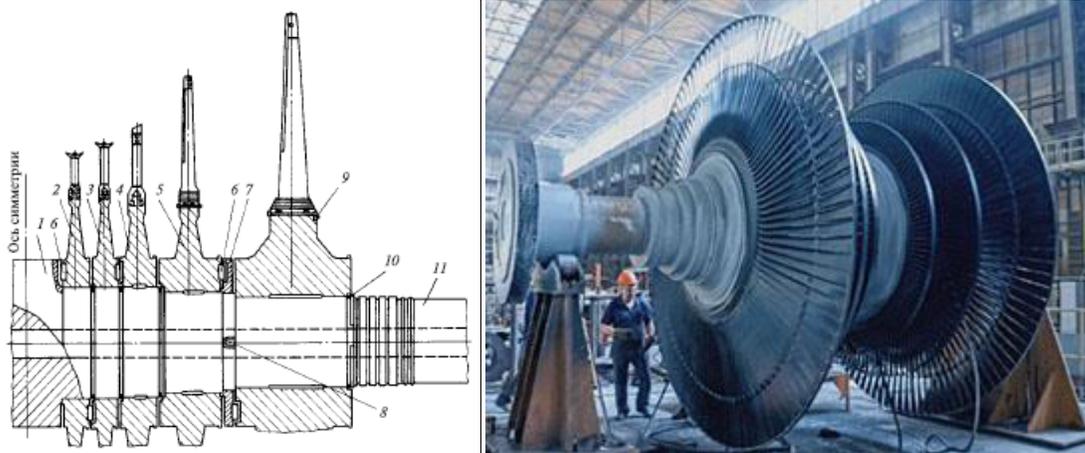


Рис. 3.7. Сборный ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ:

1 — выступ вала; 2 — 5 — диски первой — четвертой ступеней; 6 — торцевая шпонка; 7 — шпоночное кольцо; 8 — осевая шпонка; 9 — балансировочный груз; 10 — кольцо для осевой фиксации диска; 11 — шейка вала под вкладыш подшипника

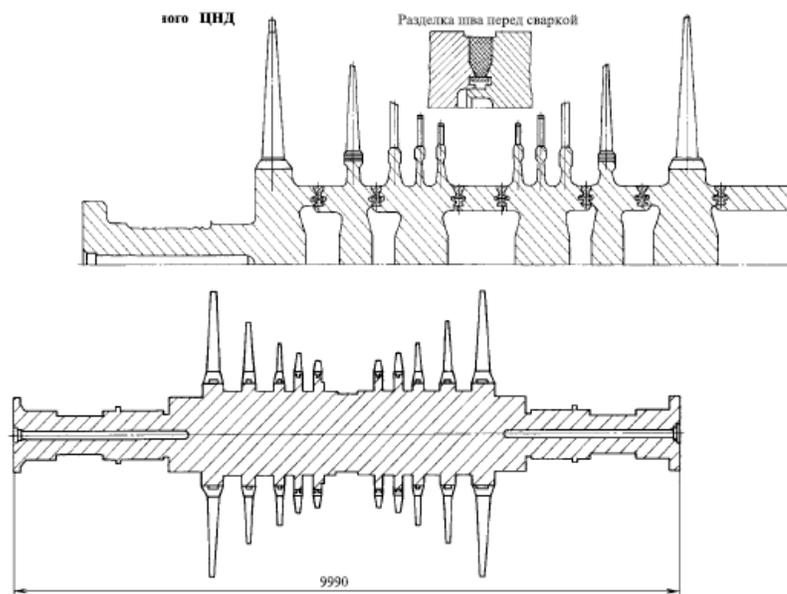


Рис. 3.8. Сварной ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ

В свою очередь, эти два обстоятельства позволяют исключить у дисков ступицу, а профиль диска сделать таким, чтобы напряжения в нем мало изменялись по радиусу. Вместе с тем требования сварки и последующего отпуска не позволяют применить для сварных роторов высокопрочные стали.

Определенным недостатком сварного ротора является затрудненный контроль состояния его металла при капитальных ремонтах.

Роторы ЦВД и ЦСД. Для ЦВД в основном используются цельнокованные роторы (рис. 3.9). Собственно ротор, состоящий из вала и дисков, изготавливается из одной поковки. На периферии дисков выполняют пазы для установки рабочих лопаток.

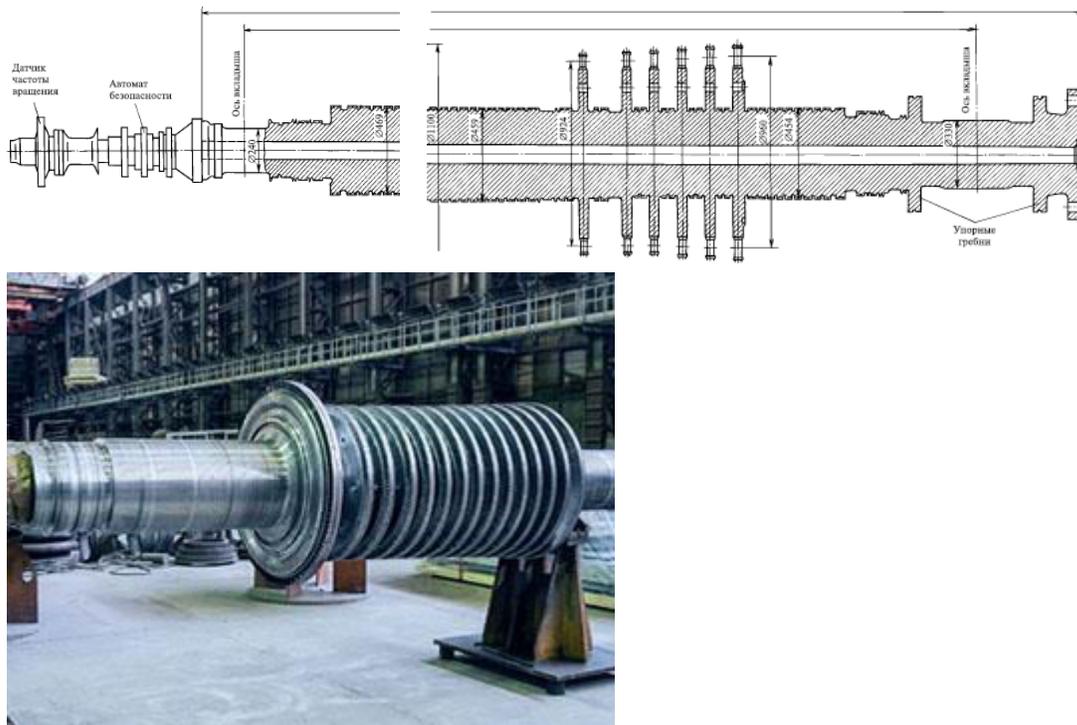


Рис. 3.9. Цельнокованный ротор ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

Цельнокованные роторы (как и валы для сборных роторов) почти всегда выполняют с центральным отверстием, поскольку при затвердевании слитка, начинающемся с периферии, именно в центральной зоне концентрируются вредные примеси и дефекты, которые необходимо удалить. Эти дефекты тем более опасны, что расположены они в зоне максимальных напряжений. Центральное отверстие, хотя и увеличивает напряжения, позволяет проверить его поверхность и устранить дефекты, которые могут быть в нем. Используется оно и для периодического контроля за появлением и ростом дефектов в процессе эксплуатации. После осмотра полости отверстия его еще раз тщательно очищают и закрывают пробками, исключая попадание в него воды, масла, а также посторонних предметов.

В тех случаях, когда на входе в цилиндр температура высокая, а объемный расход пара на выходе достаточно большой (например, в ЦСД), используют комбинированный ротор: его паровпускная часть выполняется цельнокованой, а выходная — с насадными дисками (рис. 3.10).

Соединительные муфты связывают отдельные роторы цилиндров турбины и генератора в единое целое — валопровод. Муфты передают крутящий момент с

ротора на ротор и не должны разрушаться даже при его кратковременном повышении в 4÷6 раз, например при коротком замыкании в генераторе. Качество изготовления, сборки и центровки полумуфт в значительной степени определяет вибрационное состояние турбоагрегата. При соединении роторов с расцентровками или изломами естественной линии прогиба вала возникает интенсивная вибрация, делающая эксплуатацию турбоагрегата невозможной. В современных турбинах используют жесткие и полужесткие муфты.

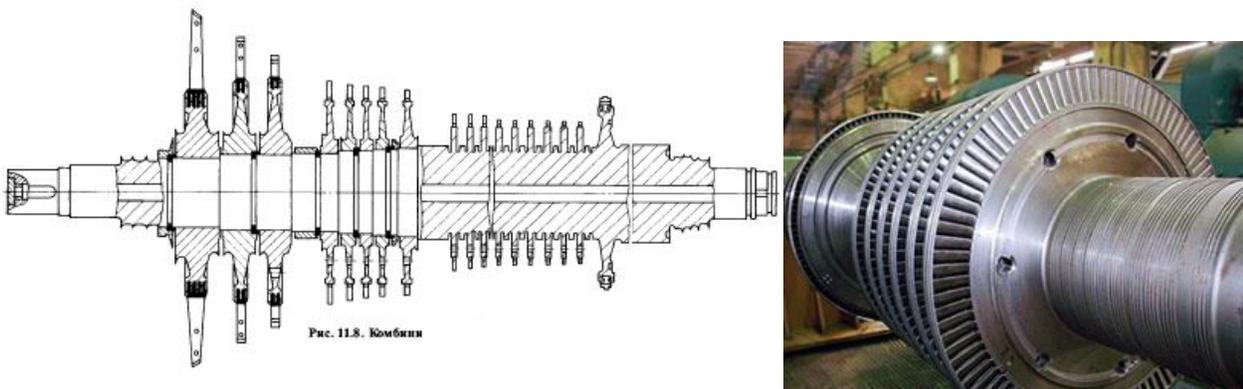


Рис. 3.10. Комбинированный ротор

Жесткие муфты для исключения вибрации требуют центровки очень высокого качества.

Пример простейшей жесткой муфты, чаще всего используемой для соединения роторов ЦВД и ЦСД, показан на рис. 3.11. Полумуфты 1 и 3 выполнены в виде фланцев заодно с валами соединяемых роторов. Центровка полумуфт обеспечивается с помощью кольцевого выступа, расположенного на одной полумуфте, и впадины, находящейся на другой.

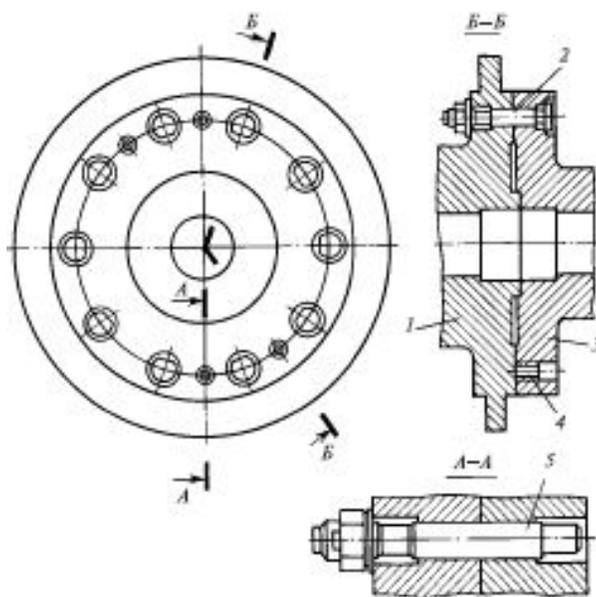
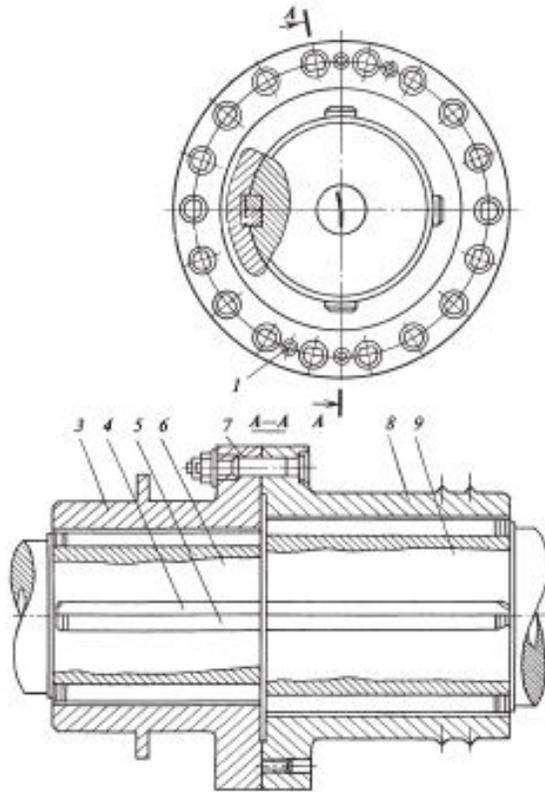


Рис. 3.11. Простейшая жесткая муфта

Перед подъемом краном любого из роторов их раздвигают с помощью отжимных винтов, ввинчиваемых в отверстия 4. Полумуфты стягиваются призонными болтами 2, устанавливаемыми в строго соосные, тщательно обработанные отверстия в полумуфтах с зазором $0,001 \div 0,025$ мм. Болты затягивают равномерно, контролируя их удлинения.



Крутящий момент в жестких муфтах передается за счет сил трения между торцами полумуфт, возникающих из-за сжатия призонными болтами. Для точной повторяемости сборки валопровода после разъединения используются конические болты 5.

На рис. 3.12 показана конструкция жесткой муфты с насадными полумуфтами, служащей для передачи крутящего момента с ротора турбины на ротор генератора.

Концы валов турбины 6 и генератора 9, на которые насаживаются полумуфты 3 и 8, выполняют с небольшой конусностью (примерно 0,5 %), а их посадочные поверхности пригоняют друг к другу по краске на длине $80 \div 90$ % посадочного участка. Затем полумуфту нагревают в кипящей воде или ацетиленовой горелкой до $100 \div 130$ °С и насаживают на вал до упорного буртика, следя за точным совпадением шпоночных пазов в полумуфте и вале.

до $100 \div 130$ °С и насаживают на вал до упорного буртика, следя за точным

Рис. 3.12. Жесткая муфта

Далее вставляют составные шпонки, состоящие из двух клинообразных частей: сначала закладывают длинную часть 4, а затем — короткую часть 5, закрепляемую с торца винтом. Передача крутящего момента осуществляется за счет сил трения, возникающих между торцами полумуфты, сжимаемыми призонными болтами 7. Повторяемость сборки обеспечивается двумя коническими штифтами 1.

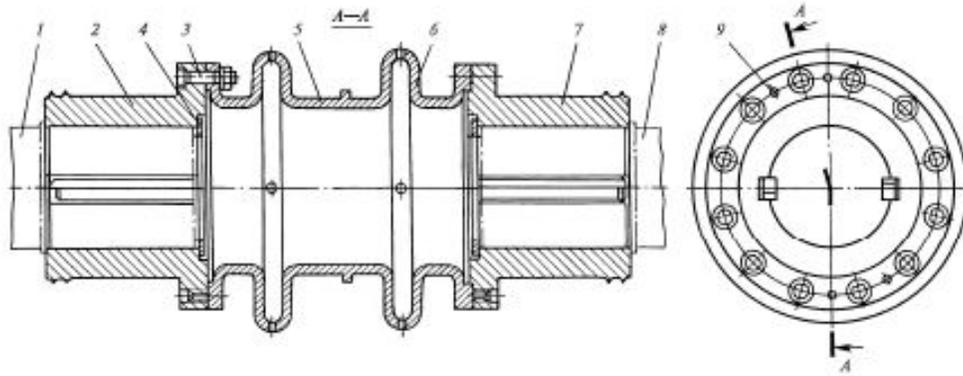


Рис. 3.13. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ:

1, 8 — соединяемые валы; 2, 7 — полумуфты; 3 — призонный болт; 4 — гайка; 5 — соединительный элемент; 6 — компенсатор; 9 — конический болт

Жесткие муфты просты и надежны в эксплуатации, но требуют очень тщательного изготовления и монтажа.

Полужесткие муфты, иногда называемые полугибкими, по предположению допускают небольшой излом осей соединяемых валов. Пример конструкции полужесткой муфты показан на рис. 3.13. Полумуфты насаживают на концы валов обычным способом, а между ними устанавливают соединительный элемент, имеющий один или несколько волнообразных компенсаторов.

Взаимная фиксация полумуфт и соединительного элемента осуществляется коническими штифтами, а передача крутящего момента — за счет сил трения, создаваемых затяжкой призонных болтов.

3.2.2. Статор паровой турбины

Под статором турбины понимают неподвижные детали ее цилиндров: корпуса со встроенными в них корпусами подшипников (если они не выносные), обоймы для крепления диафрагм и сегментов концевых уплотнений, сами диафрагмы и сегменты уплотнений.

Конструкция корпусов ЦВД зависит от начальных параметров пара и предполагаемых режимов эксплуатации. Для турбин на умеренные начальные параметры пара корпуса ЦВД выполняют одностенными. В такой конструкции на стенку корпуса действует разность давлений пара в турбине и атмосферного. В большинстве случаев одностенные корпуса используются и для ЦСД.

С повышением начальных параметров пара одностенная конструкция становится нерациональной, так как для обеспечения плотности фланцевого соединения приходится выполнять очень громоздким, а это затрудняет свободное тепловое расширение корпуса вслед за ротором при быстрых изменениях режима работы и увеличивает температурные напряжения во фланцах. В таких случаях корпус ЦВД выполняют двухстенным. В нем на каждую стенку действует только часть разности давлений. Это позволяет выполнить его с тонкими стенками и легкими фланцами. Кроме того, двухстенная конструкция позволяет локализовать

во внутреннем корпусе зону высоких температур, а внешний корпус выполнить из более дешевых и технологичных материалов.

На рис. 3.14 показана конструкция одностенного корпуса ЦВД турбины с давлением пара на входе около 10 МПа.

На рис. 3.15 показана конструкция двухстенного корпуса ЦВД турбины на сверхкритические параметры пара. Пар к турбине поступает по гибким паропроводам 3 к четырем штуцерам 10 и из них — в четыре сопловые коробки 9.

Конструкция корпусов ЦНД определяется большими габаритами, вызванными большими объемными пропусками пара. Большие габаритные размеры делают литую конструкцию ЦНД нерациональной: литой корпус имел бы слишком большую массу. Поэтому корпуса ЦНД турбин выполняют из листовой стали сварными. Хотя перепад давлений на корпус ЦНД невелик, его большие размеры обуславливают действие на него больших сил от атмосферного давления. Поэтому корпус имеет большое число ребер и подкосов, делающих его достаточно жестким.

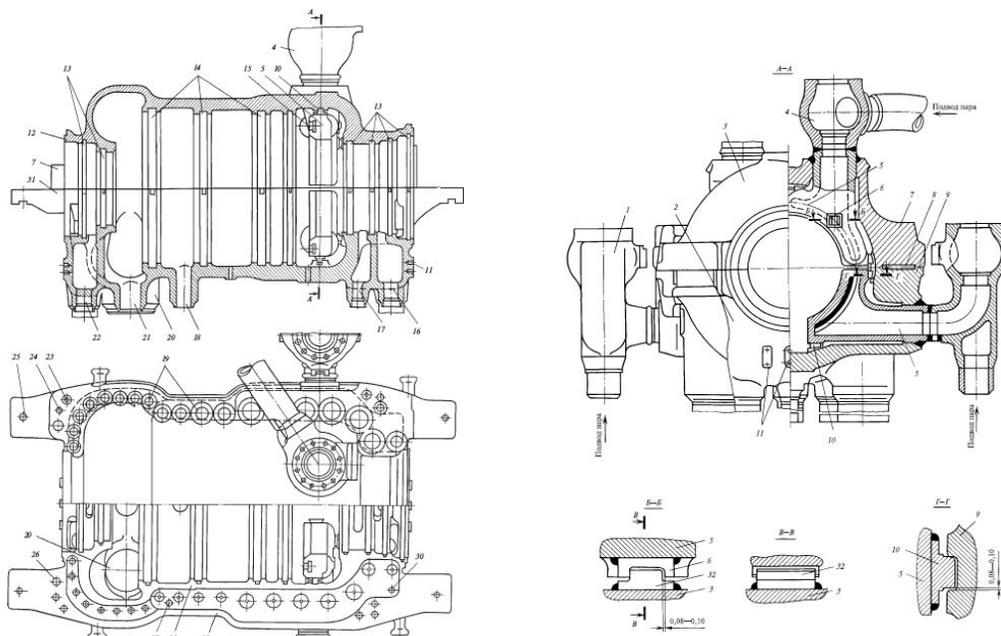


Рис. 3.14. Одностенный корпус ЦВД

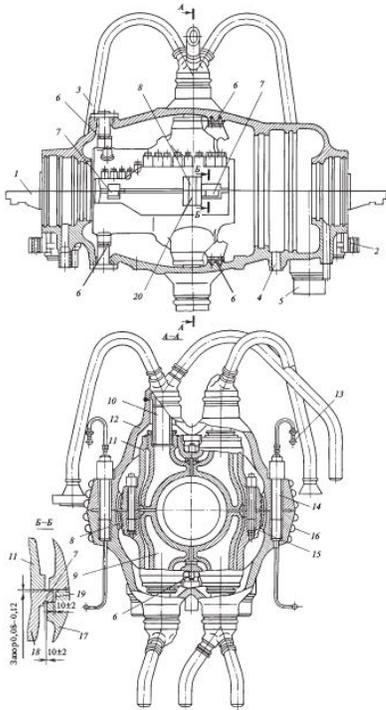


Рис. 3.15. Двухстенный корпус ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

Корпуса ЦВД выполняют двух типов: одностенными и двухстенными. Пример конструкции одностенного корпуса, часто называемого корпусом с внешней облоймой, показан на рис. 3.16.

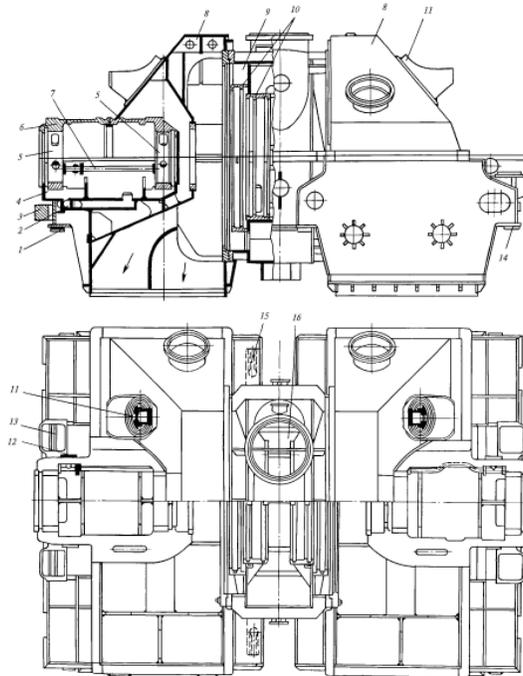


Рис. 3.16. Конструкция одностенного корпуса ЦВД

Корпус состоит из сварной (иногда ее выполняют литой) средней части — облоймой 9, к которой двумя технологическими разъемами присоединены два

выходных патрубков 8 с вваренными в них нижними половинами корпусов подшипников. Такие подшипники называются *встроенными*.

Рассмотренная конструкция одностенного корпуса ЦНД имеет ряд недостатков. В ней обойма и выходные патрубки представляют собой единое целое, поэтому деформация каждой из частей сказывается на деформации остальных. Атмосферное давление, действующее на большую поверхность выходных патрубков, передается и на обойму.

Сама обойма имеет температуру $200 \div 240$ °С, а жестко присоединенные к ней патрубки — температуру $20 \div 30$ °С. Поскольку осевые и радиальные перемещения этих элементов должны быть согласованы (ведь конструкция представляет собой единое целое), в них возникают дополнительные напряжения и коробления.

Под действием веса воды в конденсаторах деформируются выходные части ЦНД, а вместе с ними — и обойма. В свою очередь, при деформации обоймы могут произойти защемления диафрагм и задевания вращающихся деталей о неподвижные.

Поэтому во многих ЦНД используют *двухстенный корпус*, или корпус с внутренней обоймой (внутренним корпусом). Обойма свободно устанавливается во внешнем корпусе, деформации которого практически не передаются на обойму.

На рис. 3.17 показана конструкция двухстенного корпуса ЦНД. Внешний его корпус сварной. Он состоит из двух выходных и средней частей, соединенных технологическими фланцами. Горизонтальный разъем внешнего корпуса тщательно уплотняется для того, чтобы исключить присосы атмосферного воздуха в конденсатор.

Впуск пара в ЦНД осуществляется по двум ресиверным трубам, расположенным по сторонам турбины, в нижнюю половину цилиндра. Паровой впуск между внешним и внутренним корпусами имеет компенсатор взаимных расширений.

Диафрагмы турбин устанавливают либо непосредственно в корпусе турбин, либо в обоймах, объединяющих несколько диафрагм.

Диафрагма состоит из двух полукольцевых пластин, имеющих горизонтальный разъем, позволяющий установить ротор. Каждая половина диафрагмы состоит из соединенных между собой *обода*, которым диафрагма сопрягается с обоймой или корпусом турбины, *тела и сопловых лопаток*.

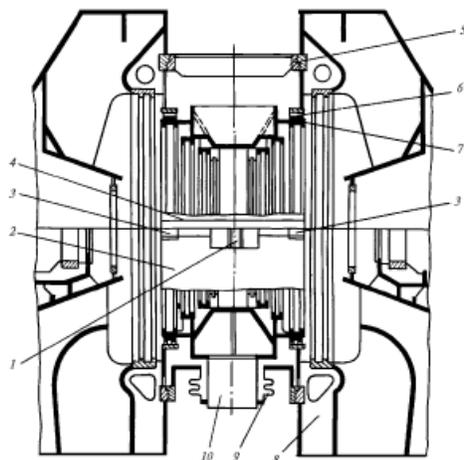


Рис. 3.17. Конструктивная схема двухстенного корпуса ЦНД:

1 — вертикальная шпонка; 2 — нижняя часть обоймы; 3 — лапки для подвески обоймы; 4 — крышка обоймы; 5 — фланец; 6 — продольная шпонка; 7 — обойма; 8, 10 — патрубки отборов пара; 9 — компенсатор

Фиксация половин диафрагмы относительно друг друга в осевом направлении осуществляется радиальной шпонкой, устанавливаемой в разъеме, а в поперечном — специальным штифтом или небольшой специальной вертикальной шпонкой.

Диафрагма устанавливается (рис. 3.18) в охватывающей ее детали (обойме или корпусе) так, чтобы, с одной стороны, она могла свободно расширяться, а с другой — расширяться вполне определенно — ее ось должна совпадать (или почти совпадать) с осью охватывающей ее детали.

В большинстве конструкций диафрагм их верхние половины подвешиваются в верхней половине обоймы и при закрытии обоймы свободно ложатся на разъем нижней половины. В современных турбинах используют два вида диафрагм: *литые* и *сварные*.

Литые диафрагмы используют в ЦНД, где температура невысока и можно использовать в качестве материала чугун.

В области высоких давлений и температур, где высоты сопловых лопаток малы, диафрагмы изготавливают исключительно *сварными*. Литые при малых высотах лопаток не может обеспечить достаточной точности изготовления.

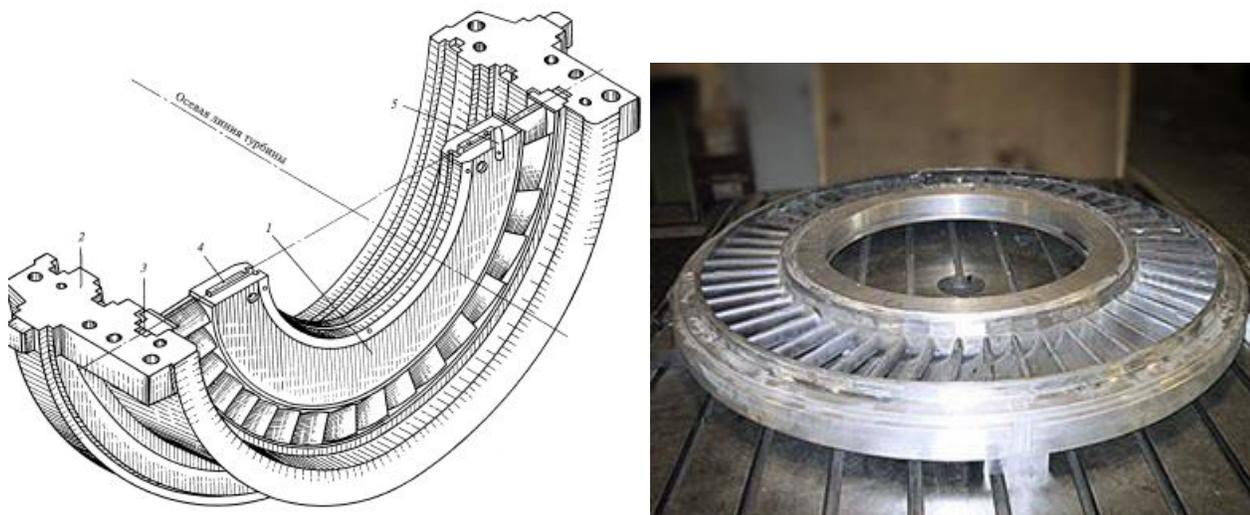


Рис. 3.18. Установка нижней половины диафрагмы в обойме:

1 — диафрагма; 2 — обойма; 3 — опорная лапка нижней половины диафрагмы; 4 — радиальная шпонка; 5 — специальная шпонка

Сварные диафрагмы являются универсальными. Их используют не только в ЦВД и ЦСД, но часто и в ЦНД тихоходных турбин АЭС.

Для регулирования расхода пара в ЧНД теплофикационных турбин часто используют поворотные диафрагмы. При использовании поворотных диафрагм по существу реализуется парораспределение с двумя регулирующими клапанами (пар в ЧНД проходит сначала через нижние, а затем через верхние окна). Существуют аналогичные конструкции и с бóльшим числом рядов окон, в которых создано трех- и даже четырехклапанное сопловое парораспределение в ЧНД.

3.2.3. Подшипники паровых турбин

Подшипники служат для фиксации такого положения вращающегося валопровода в турбине, при котором обеспечивается надежная и экономичная ее работа. В зависимости от числа роторов в валопроводе и способа их соединения, турбоагрегат может иметь от трех до двенадцати опорных подшипников и один или два (чаще всего один) упорных.

Опорные подшипники воспринимают и передают на детали корпуса радиальные нагрузки от собственного веса валопровода, от неуравновешенных центробежных сил и расцентровок, от аэродинамических сил, возникающих в проточной части турбины и уплотнениях. Конструкция опорных подшипников и их режим работы должны обеспечивать малые зазоры в проточной части и уплотнениях для поддержания высокой экономичности.

Вместе с тем они должны исключать возможность радиальных задеваний в проточной части.

Упорный подшипник воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на валопровод турбины.

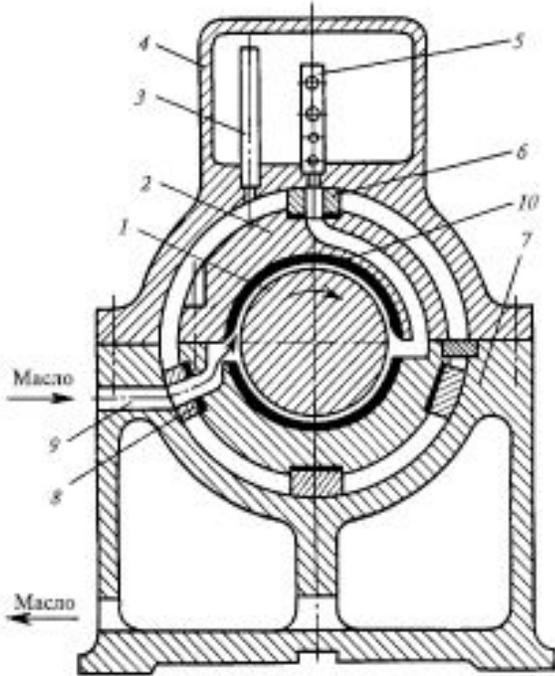


Рис. 3.19. Схема опорного подшипника

В паровых турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и не вращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазывающей жидкости.

К конструкции опорных подшипников (рис.3.19) предъявляют ряд требований. Работа подшипника должна быть надежной, исключая сильный разогрев масла и износ вкладыша.

При износе вкладыша изменяются вибрационные характеристики всего валопровода, и может возникнуть интенсивная его вибрация.

Масло в подшипнике нагревается за счет сил трения между слоями масла в пленке и теплоты, передающейся по валу от горячих частей турбины.

Обычно количество теплоты, идущей по валу, не превышает 10÷20 % теплоты, выделяющейся в масляном слое. При разогреве до 115 °С внутренняя поверхность вкладыша, заливаемая антифрикционным легкоплавким сплавом — *бabbитом*, размягчается, и ее сопротивление деформированию и износу резко ухудшается. При 150 °С разрушается пленка из масла марки 22, часто применяемого для смазки подшипников. При 350 °С происходит выплавление баббитовой заливки, что приводит к тяжелой аварии всего турбоагрегата.

Опорный подшипник обладает «противоречивыми» свойствами: с одной стороны, он является эффективным демпфером, уменьшающим колебания ротора, а с другой стороны, в его масляном слое возникают циркуляционные силы, возбуждающие колебания.

Третьим важным качеством подшипника, влияющим на динамическую устойчивость роторов, является анизотропия — различие динамической податливости масляной пленки в горизонтальном и вертикальном направлениях. Чем выше анизотропия масляной пленки, тем выше динамические качества подшипника — виброустойчивость системы ротор—подшипник.

Подшипники должны соответствовать названным качествам: обладать высоким уровнем демпфирования, малыми циркуляционными силами, высокой анизотропией и при этом иметь достаточную несущую способность и допустимую

толщину масляного слоя. Для исключения задеваний в подшипниках минимальная толщина масляного слоя должна быть не менее 50 мкм.

Потери на трение в подшипнике должны быть небольшими. При диаметрах шеек валов, достигающих в мощных турбинах 600 мм, потери мощности на трение могут достигать 200 кВт на каждый подшипник.

Для заливки вкладышей подшипников используют баббиты — высокопластичные, легкодеформируемые и легкоплавкие сплавы на основе олова.

Опорные подшипники скольжения выполняются с неподвижными опорными поверхностями и с подвижными опорными сегментами. К первому типу относятся одноклиновые (по-другому — цилиндрические, «половинные»), двухклиновые (по-другому — эллиптические, «лимонные»). Подшипники с большим числом неподвижных поверхностей опирания в отечественном турбостроении не применяются.

Подшипники второго типа — с подвижными самоустанавливающимися поверхностями называют сегментными.

Конструктивное исполнение подшипников самое разнообразное: они различаются размерами, формой расточки, способами подвода и отвода масла и др. Сегментные подшипники различаются числом несущих сегментов, подводом масла к ним, расположением сегментов по окружности и т.д.

Упорный подшипник служит для восприятия результирующего осевого усилия, приложенного к вращающемуся валопроводу, и передачи его на детали статора. Одновременно он фиксирует положение валопровода в турбоагрегате и осевые зазоры в проточной части турбины и уплотнениях.

Конструктивно упорный подшипник чаще всего размещают в корпусе вместе с вкладышем опорного подшипника.

В современных паровых турбинах применяют исключительно сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения.

Одна из возможных схем такого подшипника представлена на рис. 3.20.

Корпуса подшипников, иногда называемые опорами валопровода, в которые помещаются вкладыши, можно разделить на три вида: встроенные, выносные и приставные.

Встроенные корпуса подшипников (или просто встроенные подшипники) выполняют совместно с выходным патрубком цилиндра.

Встроенные подшипники используют только там, где температура примыкающего цилиндра невелика и передающаяся по его металлу теплота не может сильно нагреть корпус подшипника. В основном они используются для опирания роторов ЦНД.

Выносные корпуса подшипников (или просто выносные подшипники) выполняют отдельно стоящими на фундаментных рамах. Они не связаны жестко с корпусами цилиндров, и их применяют в двух случаях: когда температура примыкающего цилиндра высока или когда велики деформации цилиндра и их

нежелательно передавать на опоры валопровода и, следовательно, на сам валопровод. Первый случай характерен для ЦВД и ЦСД, второй — для ЦНД очень мощных турбин с развитыми выходными патрубками.

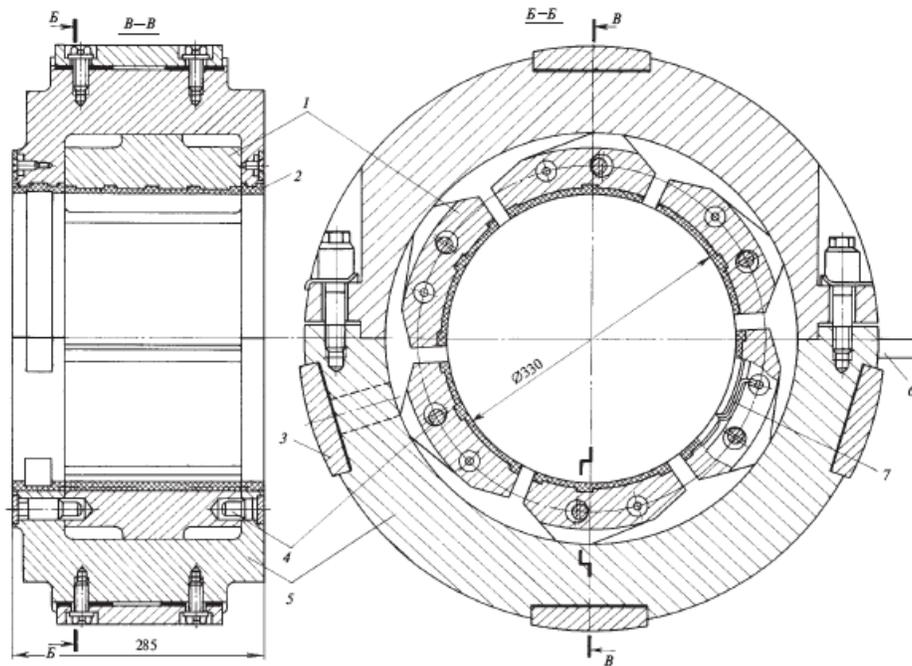


Рис. 3.20. Сегментный подшипник ЛМЗ:

1 — сегменты; 2 — уплотнение; 3 — установочная колодка; 4 — штифты; 5 — вкладыши; 6 — стопорная шайба; 7 — термопреобразователь

Приставные корпуса подшипников — это корпуса, которые устанавливаются на фундамент так же, как и выносные опоры, а затем жестко прикрепляются к корпусу турбины сваркой или болтовым соединением. Используются приставные опоры для роторов ЦНД, в которых нет большой разницы в тепловых расширениях корпусов турбины и подшипника. Опирание корпуса подшипника на фундамент позволяет увеличить жесткость опоры по сравнению со встроенными подшипниками.

3.2.4. Установка турбоагрегата на фундаменте

Турбоагрегат, в общем случае состоящий из многоцилиндровой турбины и электрического генератора, устанавливают на специальное строение, называемое фундаментом. Фундамент должен обеспечить при всех режимах работы такое положение корпусов подшипников и цилиндров турбины, при котором не возникает интенсивной вибрации. Кроме того, он помогает компактно разместить все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки и сократить затраты на строительство здания электростанции. Типичный фундамент так называемой рамной конструкции показан на рис. 3.21. Он состоит из верхней и нижней фундаментных плит, связанных вертикальными колоннами.

Верхняя фундаментная плита образована продольными и поперечными балками. Последние часто называют *ригелями*.

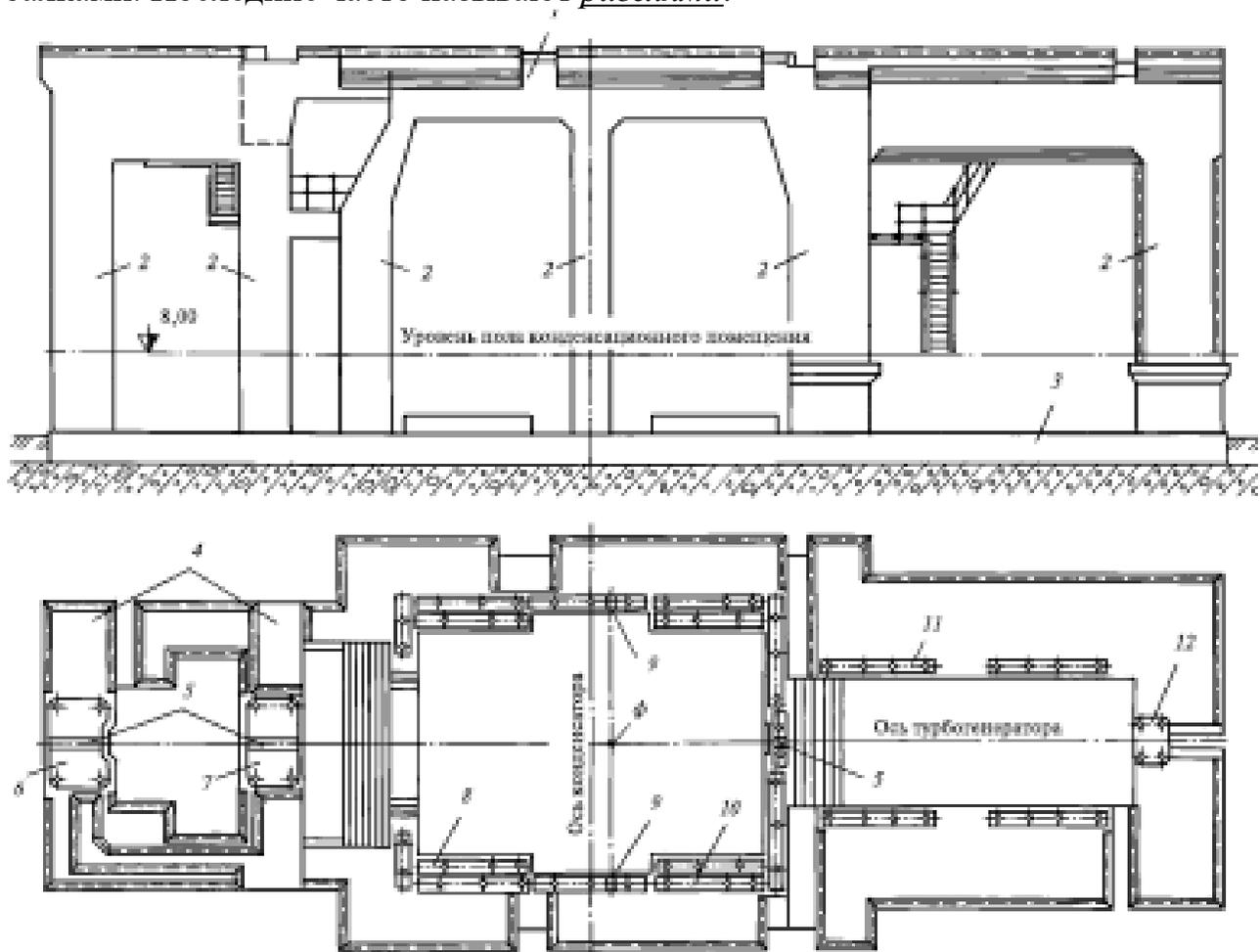


Рис. 3.21. Фундамент турбоагрегата:

1 — верхняя фундаментная плита; 2 — колонны; 3 — нижняя фундаментная плита; 4 — ригели; 5 — пазы под продольные шпонки; 6, 7 — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; 8, 10, 11 — фундаментные рамы опор соответственно конденсатора, ЦНД и генератора; 9 — пазы под поперечные шпонки; 12 — фундаментная рама возбудителя генератора; ϕ — фикс-пункт турбины

Нижняя фундаментная плита, часто достигающая толщины $2\div 3$ м, кладется на специально подготовленное грунтовое основание. Она должна исключить деформацию фундамента при его неравномерной осадке на грунте. На фундамент действуют значительные нагрузки от веса оборудования, установленного на нем, от сил трения, вызванных расширением турбины по фундаментным рамам, и от вибрации.

Пространство между верхней и нижней фундаментными плитами называется *конденсационным*. Оно используется для размещения конденсатора, сетевых подогревателей, масляного бака и масляных насосов, конденсатных насосов и другого вспомогательного оборудования. Турбоагрегат устанавливается

на фундаментные рамы, которые с помощью подливки бетоном и специальных фундаментных болтов закрепляются в верхней фундаментной плите.

3.3. Типовые структурные схемы турбин перегретого и влажного пара АЭС

Типовые структурные схемы конденсационных турбин перегретого пара мощностью 100÷1200 МВт и выше приведены на рис.3.22.

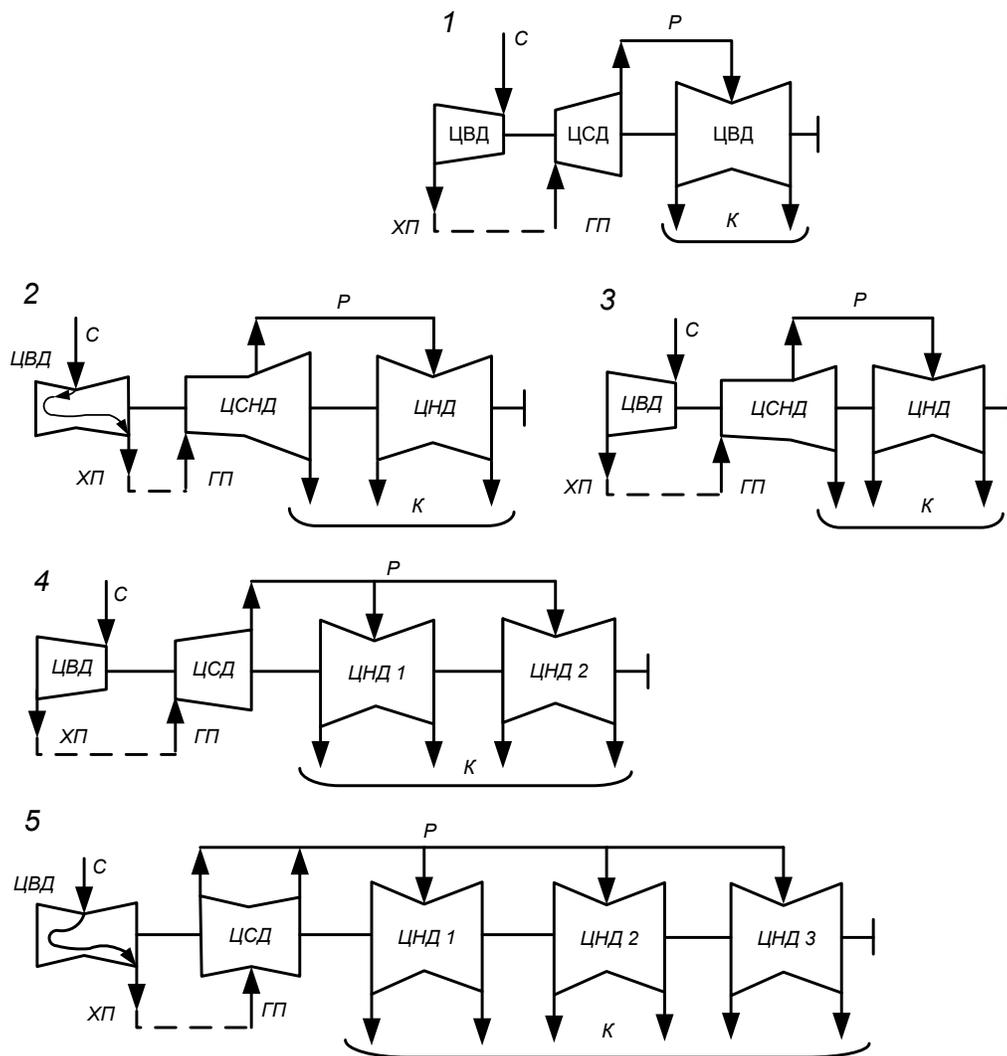


Рис.3.22. Структурные схемы конденсационных турбин АЭС мощностью 200÷1200 МВт:

С – подвод свежего пара; *ХП* – отвод пара на промежуточный перегрев; *ГП* – подвод пара после промежуточного перегрева; *Р* – подвод пара от ЦСД к ЦНД; *К* – отвод пара в конденсатор; 1 – К-200-130 ПОТ ЛМЗ; 2 – К-300-240 ПОТ ЛМЗ; 3 – К-300-240 ПО «Турбоатом»; 4 – К-500-130 ПОТ ЛМЗ, К-500-240 ПО «Турбоатом»; 5 – К-800-240 ПОТ ЛМЗ, К-1200-240 ПОТ ЛМЗ

Турбины (типа **К**) мощностью 300 МВт имеют совмещенный цилиндр среднего давления (ЦСНД) с одним потоком низкого давления, через который проходит 1/3 расхода пара, выходящего из части среднего давления; остальные 2/3 расхода направляются в двухпоточный ЦНД.

Типовая структурная схема турбин перегретого пара мощностью 200, 500, 800 и 1200 МВт включает: один цилиндр высокого давления (ЦВД), один цилиндр среднего давления (ЦСД), несколько (от одного до трех) цилиндров низкого давления (ЦНД). ЦВД – однопоточные с прямым или возвратным потоком пара, ЦСД – одно- или двухпоточные, ЦНД – двухпоточные.

Типовые структурные схемы теплофикационных турбин с отопительными отборами пара (типа Т) представлены на рис. 3.23.

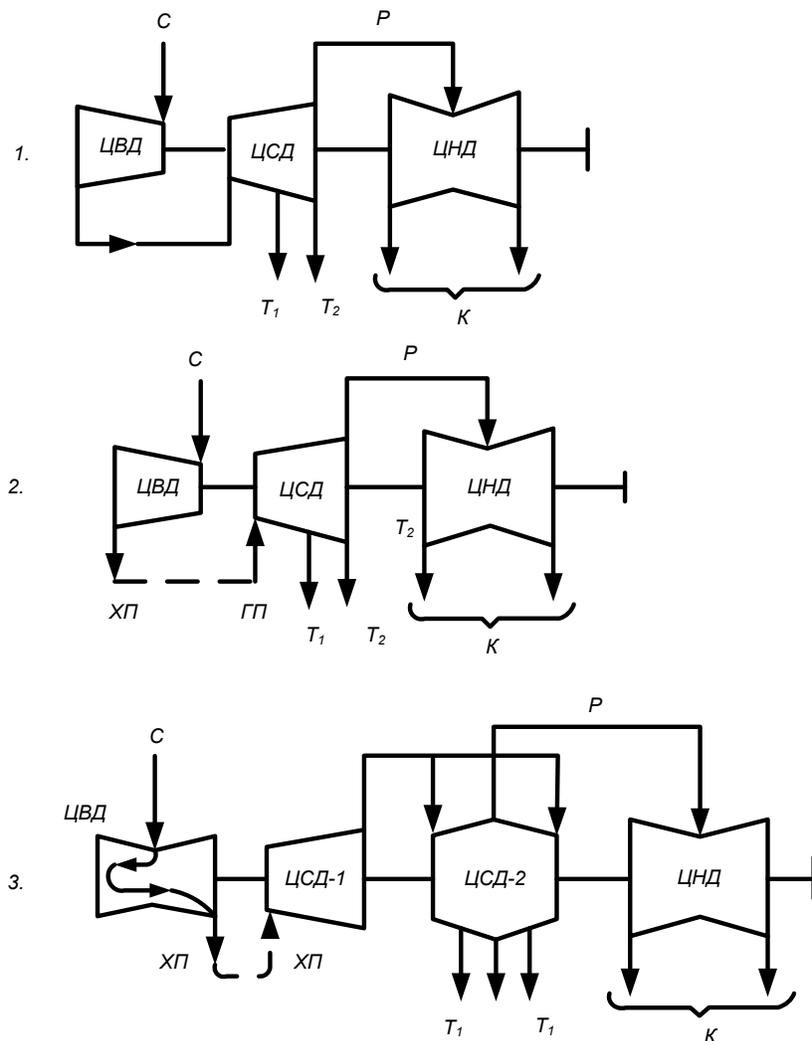


Рис.3.23. Структурные схемы теплофикационных турбин АЭС мощностью 100÷250 МВт с отопительными отборами пара:

T_1 – верхний отопительный отбор; T_2 – нижний отопительный отбор. Остальные обозначения те же, что и на рис.3.22; 1 – Т-100/120-130, Т-175/210-130 (ЦВД с возвратным потоком пара) ТО ТМЗ; 2 – Т-180/210-130 ПОТ ЛМЗ; 3 – Т-250/300-240 ПО ТМЗ

Структурные схемы турбин типа Т мощностью 100÷200 МВт имеют три цилиндра, из которых ЦВД и ЦСД – однопоточные, а ЦНД – двухпоточный.

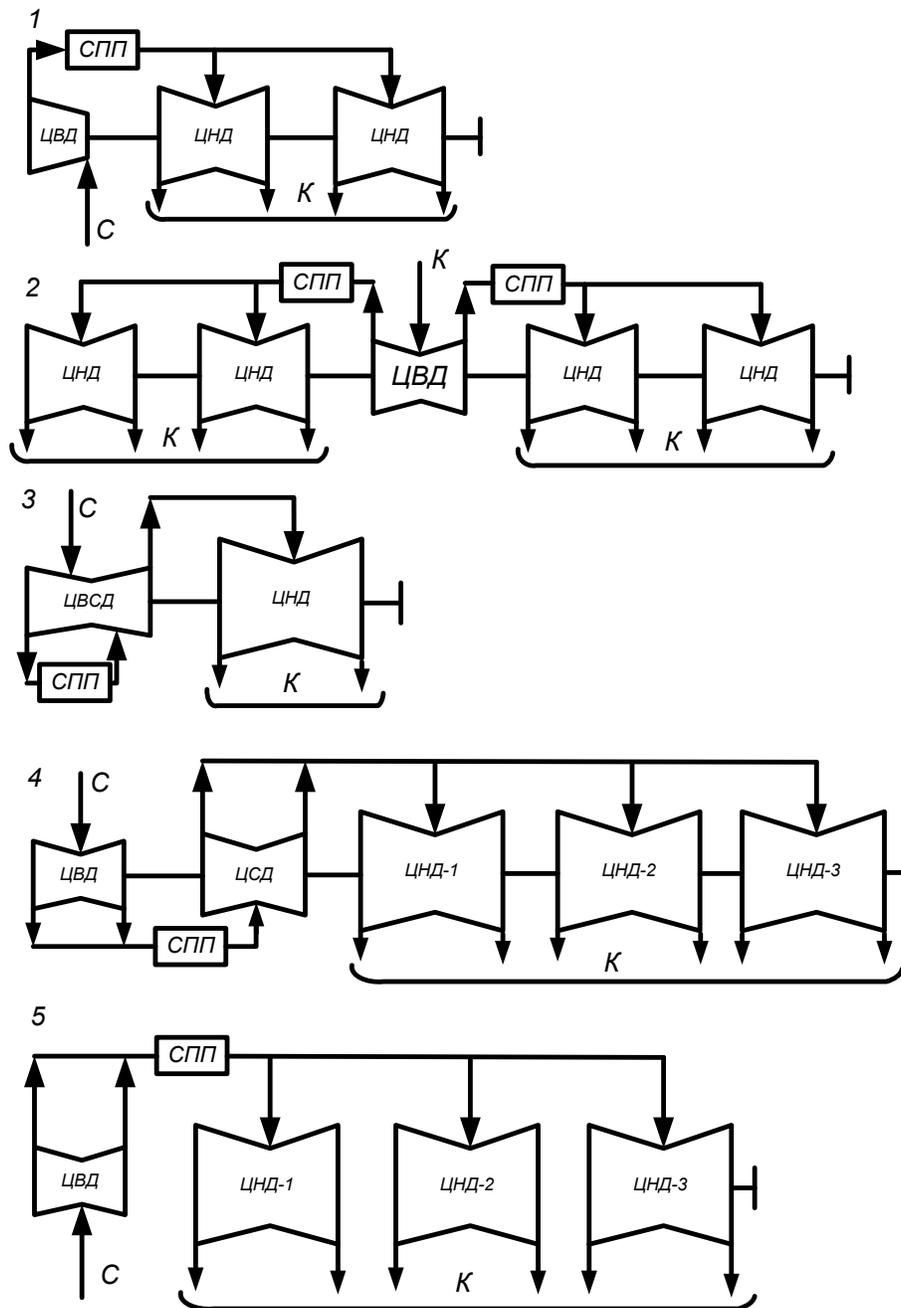


Рис.3.24. Структурные схемы турбин влажного пара АЭС мощностью 220÷1000 МВт:

С – подвод свежего пара; *К* – отвод пара в конденсатор; *СПП* – сепаратор – промежуточный пароперегреватель; 1 – К-220-44 ПО «Турбоатом»; 2 – К-500-65/1500 ПО «Турбоатом», К-750-65/3000 ПО «Турбоатом», К-1000-60/3000 ПО ЛМЗ; 3 – К-500-60/1500 ПО «Турбоатом»; 4 – К-1000-60/1500-1 ПО «Турбоатом»; 5 – К-1000-60/1500-2 ПО «Турбоатом»

Турбина Т-180/210-130 (ПОТ ЛМЗ) имеет промежуточный перегрев пара (рис.3.23, 2), в отличие от турбин ПО ТМЗ Т-100/120-130 и Т-175/210-130, выполненных без промежуточного перегрева (рис.3.23, 1). Турбина Т-250/300-240 (рис.3.23, 3) имеет выделенный двухпоточный ЦСД-2, в котором выполнены верхний и нижний отопительные отборы. Выделение двухпоточного ЦСД-2

обусловлено необходимостью уравнивания переменных осевых усилий, действующих на ротор турбины, и большими размерами подводящих и отводящих паропроводов теплофикационных отборов.

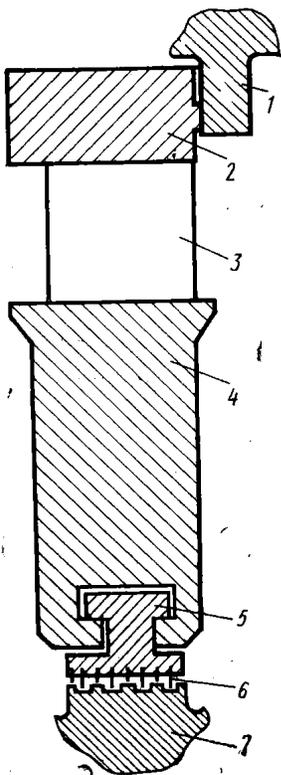
Турбины влажного пара для АЭС (рис.3.24), как правило, имеют один ЦВД, после которого расположен сепаратор – промежуточный перегреватель (СПП), и несколько (от одного до четырех) ЦНД.

В некоторых турбинах применяется ЦСД, совмещенный с ЦВД (К-500-60/1500) или отдельный (К-1000-60/1500-1).

Отличительной особенностью турбин К-500-60/1500 и К-1000-60/1500-1 является также применение боковых конденсаторов. Турбины К-1000-60/1500-1 показали высокую экономичность турбоустановок этого типа, превышающую экономичность турбоустановок с нижним расположением конденсаторов и без выделенного ЦСД – К-1000-60/1500-2. Преимущество установок первой модификации заключается также в большей простоте фундамента, меньшей кубатуре машинного зала, т.е. в меньших капитальных затратах.

3.4. Расчет на прочность диафрагм паровой турбины

С помощью диафрагм цилиндр турбины разбивается на отдельные отсеки. В направляющем аппарате диафрагм потенциальная энергия парового потока превращается в кинетическую энергию; кроме этого, создается направление потока. Направляющий аппарат состоит из решетки направляющих лопаток, которые образуют сопловые каналы.



Диафрагма состоит (рис.3.25) из наружного полукольца (обода) 2, внутреннего полукольца (тела) 4, лопаточного аппарата 3 и сегментов уплотнений 5, которые служат для уменьшения утечек пара между диафрагмой и валом турбины 7. Сегменты уплотнений служат для уменьшения утечек пара между диафрагмой и валом турбины 7. Они крепятся в специальном пазу, сделанном в теле диафрагмы, и чаще всего представляют собой разрезанное на части кольцо, в которое завальцованы уплотнительные усики 6.

Рис.3.25. Конструктивная схема диафрагмы:
 1 – опорный зуб; 2 – обод; 3 – лопаточный аппарат; 4 – тело; 5 – сегменты уплотнений; 6 – уплотнительные усики сегментов уплотнений; 7 – вал турбины.

По опорному диаметру диафрагма опирается на соответствующий опорный зуб 1, выполненный в цилиндре или обойме.

Диафрагма имеет горизонтальный разъем, не скрепленный болтами. На разъеме с целью уплотнения размещена радиальная шпонка. Кроме этого, устанавливают шпонки, препятствующие повороту диафрагмы в окружном направлении.

В зависимости от параметров рабочей среды, конструкции цилиндра и других факторов, диафрагмы конструктивно выполняются по-разному.

По типу крепления лопаточного аппарата диафрагмы могут быть сварными, литыми и наборными (рис.3.26).

В сварной диафрагме лопатки предварительно приваривают к бандажу, в котором имеются для этой цели специальные профильные отверстия. После этого бандаж вместе с лопатками с помощью основных сварных швов соединяется с телом и ободом диафрагмы.

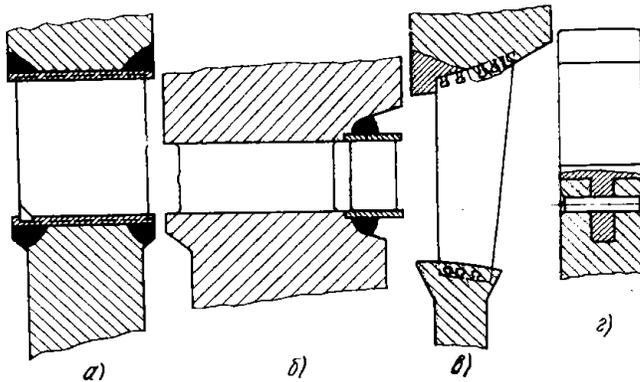


Рис. 3.26. Диафрагмы различных конструкций:
a – сварная; *б* – сварная со стойками; *в* – литая; *г* – наборная

В литых диафрагмах, которые выполняют из чугуна, концы лопаток непосредственно заливаются в тело и обод. В наборных диафрагмах лопатки крепят к телу диафрагмы при помощи хвостовых соединений. В таких диафрагмах обод, как правило, отсутствует, и лопатка своими наружными выступами опирается на опорный контур.

В последнее время для диафрагм высокого давления применяется конструкция направляющего аппарата со стойками (рис.3.26,б). В этом случае силовым элементом являются стойки, что дает возможность применить узкие направляющие лопатки, позволяющие уменьшить концевые потери.

Наличие горизонтального разъема приводит к неравномерному распределению прогибов и напряжений в диафрагме, что и вызывает основные трудности при расчете. В общем виде задача о расчете диафрагмы ставится следующим образом.

Две концентрические полукольцевые пластины (тело и обод) жестко соединены между собой стержнями (лопатками). Вся система нагружена равномерно распределенным давлением. Лопатки, кроме этого, нагружены распределенным по длине лопаток окружным усилием. Наружная пластина опирается по опорному диаметру, в общем случае не совпадающему с наружным диаметром обода, однако в расчетной практике этим зачастую пренебрегают и считают диафрагму опертой по наружному диаметру.

Решения задачи об изгибе полукольцевой пластины, опертой по наружному диаметру и свободной по остальной части корпуса, не имеется. Получено лишь

решение об изгибе такой пластины без внутреннего отверстия. В связи с этим при разработке методов расчета диафрагм приходится принимать ряд упрощающих допущений, основным из которых является допущение, впервые введенное А.М. Валем, который рассмотрел полукольцевую пластину как круговую балку. При этом было принято, что радиальные сечения такой пластины не изгибаются. Это будет, очевидно, в том случае, когда внутренний радиус пластины не слишком отличается от наружного. Как показали испытания, для тех геометрических размеров, которые имеют место в реальных диафрагмах, указанное выше допущение приемлемо.

В некоторых методах пренебрегают наличием лопаток и рассматривают диафрагму как сплошное полукольцо. Это допустимо лишь при весьма коротких лопатках. Такой подход к решению задачи не дает, однако, возможности оценить прочность лопаток, которые являются весьма напряженным элементом конструкции.

В настоящее время на предприятиях используются три расчетных метода – А.М. Валя, Д.М. Смита, Г.И. Пахомова, хотя есть ещё методы ХТГЗ и ЦКТИ [7].

Так как опыты показали, что шпонка, расположенная на разъеме, не оказывает влияния на прочность диафрагмы, ее наличие в расчет не принимается. При оценке прочности диафрагм со стойками в практических расчетах лопатки не учитывают и в качестве расчетного элемента рассматривают только стойки.

Более точный расчет системы стойка-лопатка затруднителен (так как такого рода конструкции применяются при весьма коротких лопатках), и интерпретация её элементов в виде стержней вряд ли является правильной. Особенности трудности в данном случае возникают при определении деформаций кручения.

3.4.1. Расчет диафрагм по методам Д.М. Смита и А.М. Валя

Метод Д.М. Смита является наиболее ранним. Его расчетные формулы весьма просты. Этим, очевидно, и объясняется его широкое распространение. До недавнего времени он являлся основным методом, применяемым при практическом проектировании. И хотя его основные теоретические положения достаточно условны, благодаря накопленному опыту проектирования и эксплуатации турбин были выработаны нормы условных допускаемых напряжений, которые основываются на безаварийной работе большого количества диафрагм. Вместе с тем, эксперименты показали значительное расхождение с расчетными величинами, даваемыми этим методом. В условиях все более высоких требований, предъявляемых к деталям турбин, в связи с повышением начальных параметров пара к результатам этого метода приходится относиться всё более осторожно и, во всяком случае, достаточно четко оценивать все его положения. Считаю необходимым дать здесь вывод основных расчетных формул.

Так как основные положения этого метода были разработаны, прежде всего, для наборных диафрагм, необходимо сначала рассмотреть расчет именно этой

конструкции. Как указывалось выше, обод в такой диафрагме отсутствует, поэтому по наружному диаметру лопатки считаются опертыми на жесткую опору. Напряжения и деформации лопатки определяются в предположении абсолютно жесткого тела диафрагмы. При этом получим картину деформации в промежуточном радиальном сечении диафрагмы, показанную на рис.3.27.

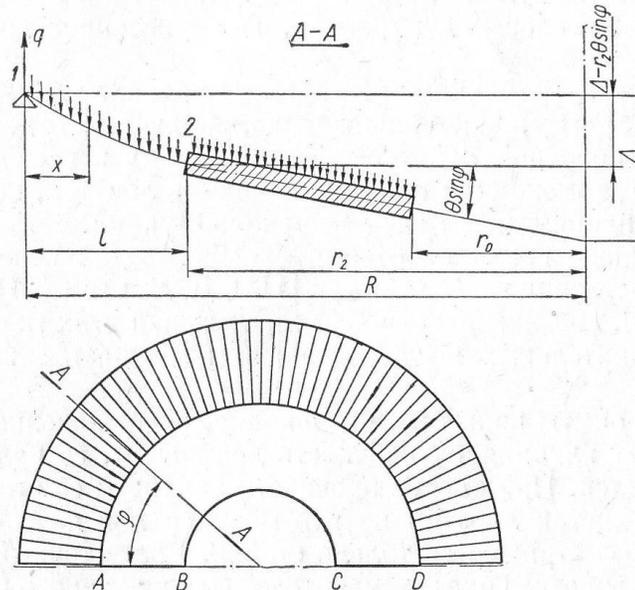


Рис.3.27. Расчетная схема для наборной диафрагмы (по методу Д.М. Смита)

Обозначения, приведенные здесь, имеют следующий смысл:

Δ – максимальный прогиб диафрагмы на разъеме (при абсолютно жестком теле этот прогиб вдоль разъема будет всюду одинаковым);

θ – угол поворота тела диафрагмы относительно разъема;

φ – угол, отсчитываемый от разъема;

r_2 – наружный радиус тела диафрагмы;

R – наружный опорный радиус лопаток;

r_0 – внутренний радиус тела диафрагмы.

А.М. Валь безотносительно к диафрагмам рассмотрел сплошное полукольцо, нагруженное равномерно распределенной нагрузкой, опертое по наружному диаметру и свободное по всему остальному контуру. Таким образом, наличие лопаток расчетом не учитывается.

Формулы, полученные им, без всякого изменения были применены для расчета сварных диафрагм; однако, как будет показано ниже, они нуждаются в существенных поправках и исправлениях. Метод А.М. Валья основывается на более строгих теоретических предпосылках, чем метод Д.М. Смита, однако он пригоден только для диафрагм с очень короткими лопатками и не дает возможности оценить прочность самих лопаток.

Ниже приводятся окончательные формулы для определения прогибов диафрагмы и напряжений в ее элементах по вышеуказанным методам.

Напряжения в диафрагме и ее прогиб, как по методу Д.М. Смита, так и по методу А.М. Валя находят следующим образом:

напряжения

$$\sigma_{max} = K_{\sigma} \frac{\Delta P \cdot (0,1 \cdot D_0)^3 \cdot S_{max}}{J}; \quad (3.2)$$

прогиб

$$w_{max} = K_{\Delta} \frac{\Delta P \cdot (0,1 \cdot D_0)^5}{E \cdot J}, \quad (3.3)$$

где ΔP – максимальный перепад давления на диафрагму; D_0 – опорный диаметр диафрагмы; J – момент инерции поперечного сечения диафрагмы; E – модуль упругости при рабочей температуре; S_{max} – максимальная толщина диафрагмы на внутреннем радиусе.

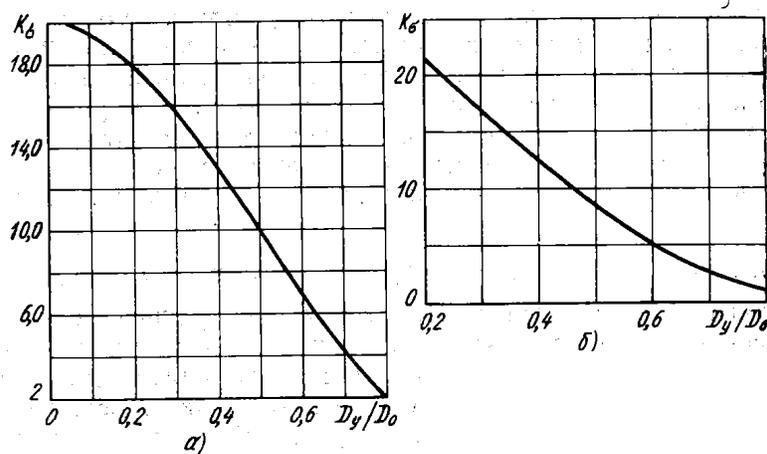


Рис. 3.28. Коэффициент K_{σ} : а – по Д.М.Смиту; б – по А.М. Валю

Коэффициенты напряжения K_{σ} и прогиба K_{Δ} зависят от отношения D_y/D_0 , где D_y – диаметр вала под уплотнениями диафрагмы. При этом необходимо учесть, что коэффициент K_{Δ} по А.М. Валю зависит также от отношения S/D_0 , где S – толщина диафрагмы (рис.3.28 и 3.29).

Согласно Д.М. Смиту, кроме напряжений и прогиба собственно диафрагмы, определяют также напряжения в лопатке и ее прогиб в предположении абсолютной жесткости диафрагмы:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_l &= \frac{1,2 \cdot \Delta p \cdot D_{cp} (D_{cp} - D_y) \cdot l_l}{w_l \cdot z_l}; \\ \Delta_l &= \frac{0,2 \cdot \Delta p \cdot D_{cp} (D_{cp} - D_y) \cdot l_l^3}{E \cdot J_l \cdot z} \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

где D_{cp} и l_l – средний диаметр и длина лопатки; D_y – диаметр вала под уплотнением диафрагмы; z – число лопаток в диафрагме; J_l , w_l – момент инерции и момент сопротивления сечения лопатки относительно оси $I-I$ (рис.3.30).

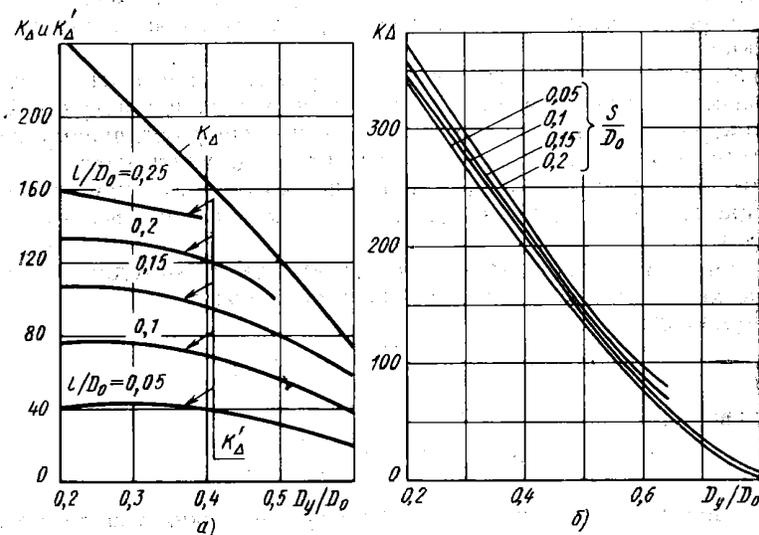


Рис.3.29. Коэффициент K_{Δ} : а – по Д.М.Смиту; б – по А.М. Валю

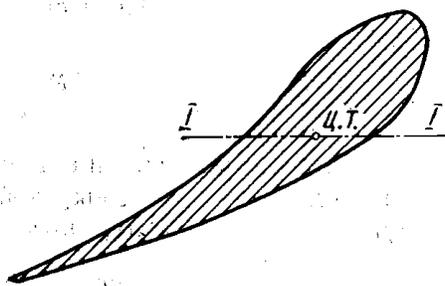


Рис.3.30. Сечение лопатки

Суммарный прогиб диафрагмы по Д.М. Смиту складывается из прогиба самой диафрагмы и прогиба лопатки, т.е.

$$\Delta_c = w_{max} + \Delta_l. \quad (3.5)$$

Далее по методу Д.М. Смита находят прогиб диафрагмы в корневом сечении лопатки по формуле (3.3) путем замены K_{Δ} на K'_{Δ} .

$$\text{Коэффициент } K'_{\Delta} = K_{\Delta} \frac{2 \frac{d}{D_0}}{1 - \frac{d}{D_0}}. \text{ Кривые } K'_{\Delta} \text{ в}$$

зависимости от отношения l/D_0 и D_y/D_0 приведены на рис.3.29,а (l – расстояние от окружности опирания диафрагмы до корневого сечения лопаток).

Расчетная схема представлена на рис.3.31.

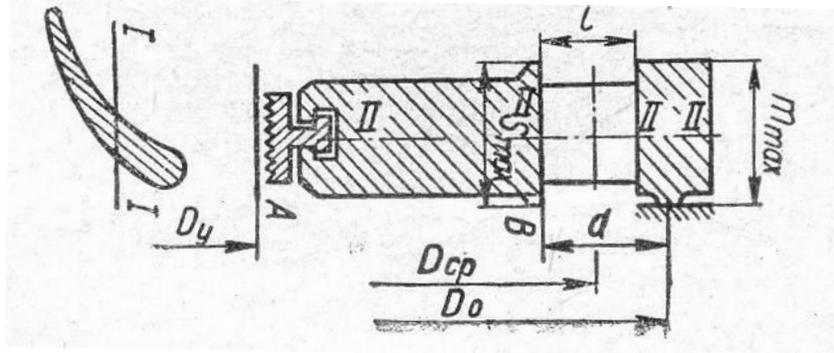


Рис.3.31. Расчетная схема по методу Д.М. Смита

3.4.2. Расчет диафрагм по методу А.М. Валя применительно к реальным конструкциям (уточненный метод А.М. Валя)

Как уже отмечалось, расчет диафрагм по А.М. Валю производится без учета важных конструктивных особенностей диафрагм.

Так, например, первое – в расчетах не учитывается то, что диафрагма опирается не по окружности наружного диаметра, а по меньшему диаметру. Анализ конструкций показывает, что разница между наружным диаметром и диаметром окружности опирания может достигать достаточно большой величины, особенно для диафрагм первых ступеней турбин высокого и сверхвысокого давления.

Кроме того, второе – не учитывается тот факт, что на внутреннем диаметре диафрагма имеет сегменты уплотнений, которые, не придавая диафрагме жесткости, увеличивают нагрузку, что существенно сказывается при расчете диафрагм первых ступеней турбин высоких и сверхвысоких параметров.

Третье обстоятельство, на которое необходимо обратить внимание, это величина момента инерции сечения диафрагмы. В расчете по методу А.М. Валя диафрагма рассматривается как кривой брус, нейтральная плоскость которого перпендикулярна к оси турбины. При этом наличие лопаток в расчет не принимается, т.е. лопатки считаются абсолютно жесткими. Очевидно, что для диафрагм высокого давления это допущение может считаться достаточно справедливым, так как высота лопаток в данном случае незначительная. Будучи, однако, расположены дискретно, лопатки не могут существенно увеличить изгибную жесткость диафрагмы, поэтому их не следовало бы принимать в расчет при определении момента инерции сечения диафрагмы.

Следует отметить, что расчет без учета указанных выше факторов дает иногда большие погрешности результатов расчета одной и той же диафрагмы, поэтому ниже приведен уточненный метод А.М. Валя.

Рассмотрим полукольцо (рис.3.32), которое опирается по окружности радиуса r_1 .

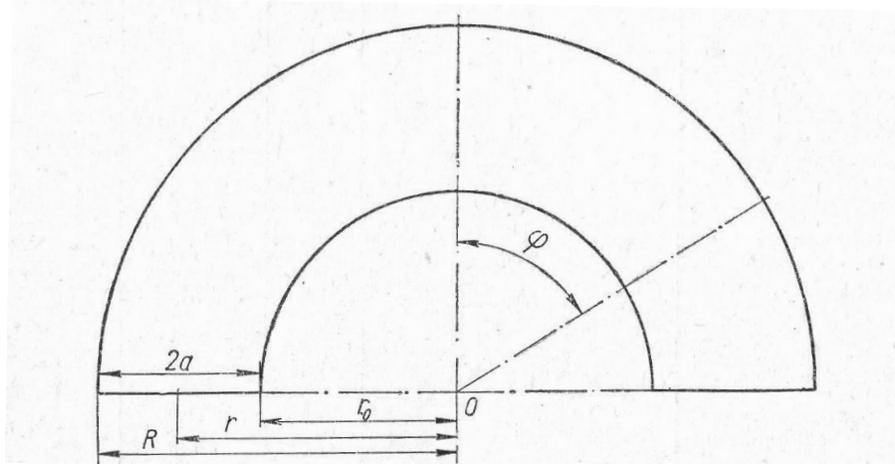


Рис.3.32. Схема к расчету диафрагмы по уточненному методу А.М. Валя

Причем $r_1 < R$. При этом давление пара принимается распределенным по площади, ограниченной окружностью опирания (а не окружностью наружного

радиуса) и окружностью внутреннего радиуса диафрагмы r_0 , как это и имеет место в турбине.

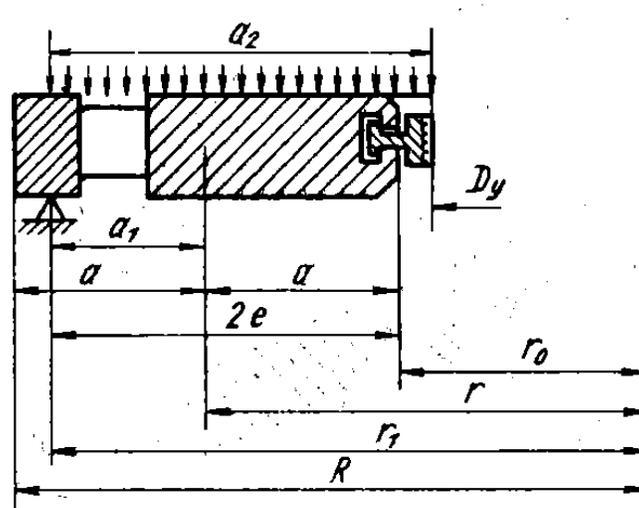


Рис.3.33. Уточненная расчетная схема сварной диафрагмы

На окружности внутреннего радиуса предполагаем приложенные равномерно распределенные по окружности нагрузки q_1 и момент m . Величины q_1 и m с достаточной для практики точностью определяют из выражений, где D_y – диаметр вала под уплотнениями:

$$q_1 = \frac{pr_0}{2} \left(1 - \frac{D_y^2}{4r_0^2}\right); \quad m = \frac{pr_0^2}{2} \left(1 - \frac{D_y}{2r_0}\right)^2. \quad (3.6)$$

Выделим из диафрагмы двумя радиальными сечениями элемент с углом $d\varphi$ (рис.3.34) и заменим действие отброшенных частей усилиями и моментами.

Выберем направление координатных осей, поместив начало

координат в центре тяжести радиального сечения. Заменив распределенную нагрузку, действующую на выделенный элемент, её равнодействующей, будем считать, что она приложена в центре тяжести элементарного сектора, ограниченного окружностями с радиусами r_1 и r_0 .

При этом расстояние между точкой приложения равнодействующей и средней линией диафрагмы будет:

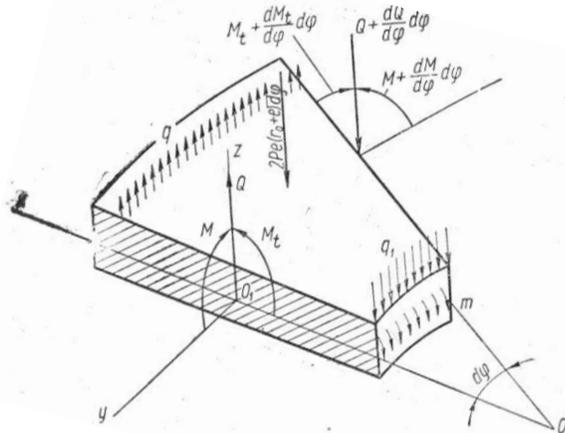


Рис.3.34. Схема к расчету сварной диафрагмы по уточненному методу А.М. Валя

$$n = a - e - \frac{e^2}{3(r_0 + e)},$$

где $e = \frac{1}{2}(r_1 - r_0)$; $a = \frac{R-r_0}{2}$; $a_1 = 2e - a$; $a_2 = \frac{1}{2}(D - D_y)$ (см. рис.3.33).

Для практических расчетов максимальный прогиб средней линии диафрагмы определяется по формуле

$$f_{max} = K_{\Delta} \left(\frac{t_2}{1+t_1} \right) \frac{z(0,1 \cdot D_0)^5}{E(J_T + J_0)}, \quad (3.7)$$

где $z = \frac{B-A}{D_0^2}$; J_T, J_0 – момент инерции сечения, соответственно, тела и обода диафрагмы; K_{Δ} – коэффициент прогиба; D_0 – наружный диаметр диафрагмы; $t_1 = \frac{a_1}{a}$; $t_2 = \frac{a_2}{a}$.

По этому выражению определяется прогиб на диаметре уплотнений.

Для практических расчетов максимальных напряжений имеем:

$$\sigma_{max} = \frac{K_{\sigma} z (0,1 D_0)^2 S}{J_T + J_0}, \quad (3.8)$$

где $z = \frac{B-A}{D_0^2}$; K_{σ} – коэффициент напряжения.

Коэффициенты K_{Δ} и K_{σ} определяются по кривым на рис.3.35. Эти кривые зависят от отношения $\frac{d}{D_0}$ и $t_1 = \frac{a_1}{a}$.

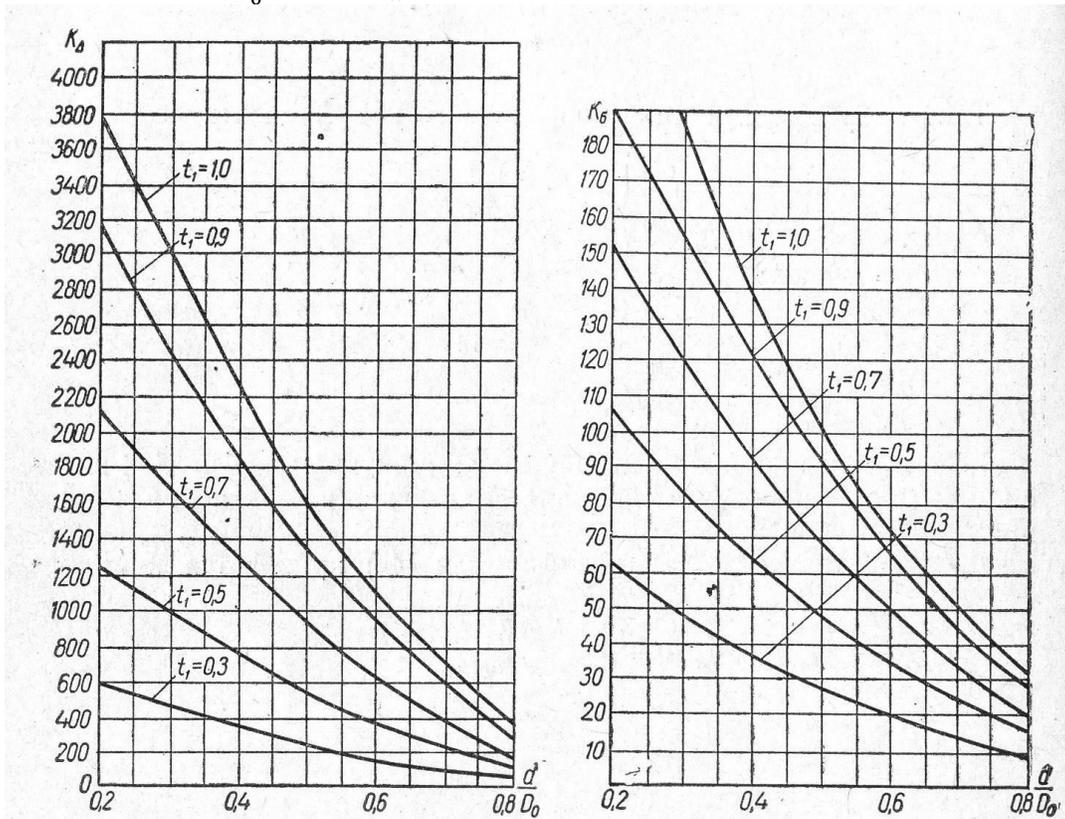


Рис.3.35. Кривые: а – коэффициентов прогиба K_{Δ} ; б – коэффициентов напряжения K_{σ} по уточненному методу А.М. Валя

Расчетная схема для данного расчета представлена на рис.3.36.

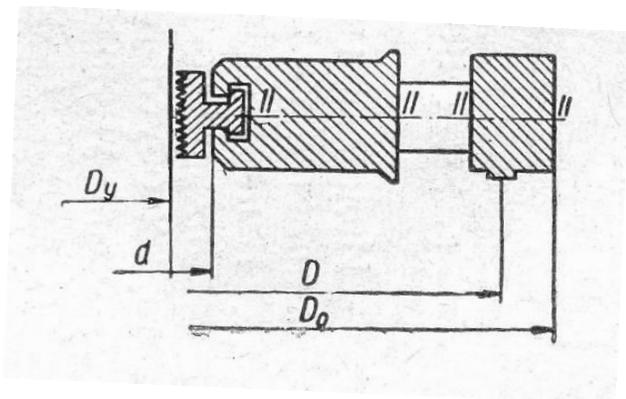


Рис. 3.36. Расчетная схема диафрагмы по уточненному методу А.М. Валя

Контрольные вопросы и примеры к теме 3

1. Какие требования предъявляются к тепловым схемам при проектировании вновь сооружаемых энергетических объектов и реконструкции действующего энергетического оборудования?

2. Какие основные факторы влияют на эффективность работы новых и реконструируемых ТЭС?

3. Какие показатели качества характеризуют технический уровень турбин и паротурбинных установок?

4. Что позволяет многоступенчатое исполнение паровых турбин?

5. От каких величин зависит предельная мощность турбины?

6. Какие существуют способы повышения мощности паровых турбин?

7. Приведите алгоритм оптимального решения по размерам последних ступеней паровой турбины?

8. Что называют валопроводом турбоагрегата? Какие бывают роторы ЦНД, ЦСД и ЦВД?

9. Какие муфты используются в современных турбинах?

10. Что понимают под статором паровой турбины?

11. Какими выполняются корпуса ЦНД?

12. В чем разница между опорными и упорными подшипниками?

13. Из чего состоит диафрагма современных паровых турбин?

14. Какими могут быть диафрагмы по типу лопаточного аппарата?

15. Какие существуют методы расчета диафрагмы паровой турбины?

16. В чем особенность расчета диафрагмы по методу Д.М. Смита?

17. Каково отличие метода А.М. Валя от метода Д.М. Смита?

18. Без каких важных конструктивных особенностей диафрагм производился расчет по методу А.М. Валя?

19. Какие погрешности дают различные факторы на результаты расчета диафрагмы по отношению к уточненному методу А.М. Валя?

ПРИМЕР 3.1. Рассчитать максимальное напряжение и максимальный прогиб диафрагмы паровой турбины по методу Д.М. Смита.

Алгоритм расчета представлен в табличной форме (табл. П.3.1).

Таблица П.3.1. Расчет диафрагмы по методу Д.М. Смита

Наименование	Формула и обозначение	Размерность	Численная величина	
Перепад давлений на диафрагму	Δp	кг/см ²	5,9	
Температура пара перед диафрагмой	t	°С	-	
Материал диафрагмы	-	-	-	
Модуль упругости диафрагмы при температуре t	E_δ	кг/см ²	2,1 · 10 ⁶	
Материал лопатки	-	-	-	
Модуль упругости материала лопатки	E_l	кг/см ²	2,1 · 10 ⁶	
Длина лопатки	l	см	6,8	
Средний диаметр лопатки	D_{cp}	см	105	
Диаметр вала под уплотнением	D_y	см	51	
Момент инерции сечения лопатки относительно оси $I-I$	J_l	см ⁴	28,5	
Момент сопротивления сечения лопатки относительно оси $I-I$	w_l	см ³	7,9	
Число лопаток в двух половинах диафрагмы	z_l	-	32	
Напряжения в лопатке σ_l	$\sigma_l = \frac{1,2 \cdot \Delta p \cdot D_{cp} (D_{cp} - D_y) \cdot l}{w_l \cdot z_l}$	кг/см ²	1080	
Прогиб лопатки Δ_l	$\Delta_l = \frac{0,2 \cdot \Delta p \cdot D_{cp} (D_{cp} - D_y) \cdot l^3}{E_l \cdot J_l \cdot z_l}$	см	0,0011	
Момент инерции сечения тела относительно оси $II-II$	J_T	см ⁴	1700	
Момент инерции сечения обода относительно оси $II-II$	J_0	см ⁴	560	
Максимальная ширина тела диафрагмы	S_{max}	см	11,0	
Максимальная ширина обода диафрагмы	m_{max}	см	12,0	
Опорный диаметр диафрагмы	D_0	см	122,5	
Расстояние от опоры до точки B	d	см	12,0	
Отношение	D_y/D_0	-	0,416	
Отношение	d/D_0	-	0,098	
Коэффициент напряжения по кривой (рис. 3.28)	K_σ	-	12,7	
Напряжения в теле диафрагмы σ_δ	$K_\sigma \frac{\Delta p \cdot (0,1 \cdot D_0)^3 \cdot S_{max}}{J_T + J_0}$	кг/см ²	670	
Напряжения в ободу диафрагмы σ_0	$\sigma_\delta \frac{m_{max}}{S_{max}}$	кг/см ²	730	
Коэффициент прогиба по кривой (рис. 3.29)	$K_\Delta (K'_\Delta)$	-	$T-A$	$T-B$
			160	68
Прогиб диафрагмы w_{max}	$K_\Delta \frac{\Delta p \cdot (0,1 \cdot D_0)^5}{E_l \cdot (J_T + J_0)}$	см	0,055	0,023

Окончание табл. П.3.1.

Наименование	Формула и обозначение	Размерность	Численная величина	
Суммарный прогиб диафрагмы Δ_θ	$w_{max} + \Delta_\theta$	см	0,056	0,024

ПРИМЕР 3.2. Рассчитать максимальное напряжение и максимальный прогиб диафрагмы паровой турбины по уточненному методу А.М. Валя. Алгоритм расчета представлен в табличной форме (табл. П.3.2).

Таблица П.3.2. Расчет напряжений в теле диафрагмы по уточненному методу А.М. Валя

Наименование	Формула	Размерность	Численный результат
Перепад давлений на диафрагму	P	кг/см ²	5,9
Температура пара перед диафрагмой	t	°С	-
Материал диафрагмы	-	-	-
Модуль упругости при температуре t	E	кг/см ²	$2,1 \cdot 10^6$
Наружный диаметр диафрагмы	D_0	см	129,4
Опорный диаметр диафрагмы	D	см	122,5
Внутренний диаметр диафрагмы	d	см	55,5
Диаметр вала под уплотнением	D_y	см	51
e	$e = \frac{1}{4}(D - d)$	см	16,76
a	$a = \frac{1}{4}(D_0 - d)$	см	18,44
a_1	$a_1 = 2e - a$	см	15,08
a_2	$a_2 = \frac{1}{2}(D - D_y)$	см	35,75
Момент инерции сечения тела относительно оси $II - II$	J_T	см ⁴	1700
Момент инерции сечения обода относительно оси $II - II$	J_0	см ⁴	560
Толщина диафрагмы на диаметре d	S	см	10
q_1	$q_1 = \frac{pd}{4} \left(1 - \frac{D_y^2}{4d^2}\right)$	кг/см	11,9
m	$m = \frac{pd^2}{8} \left(1 - \frac{D_y}{2d}\right)^2$	кг	14,5
A_1	$A_1 = \frac{2Pe^3}{3a_1} - 2P \left(\frac{d}{2} + e\right) \frac{e(a-e)}{a_1}$	кг	247
A_2	$A_2 = q_1 \frac{d}{2} \frac{a}{a_1} + m \frac{d}{2a_1}$	кг	429,7
A	$A_1 - A_2$	кг	-182,7
B	$2Pe \left(\frac{d}{2} + e\right) + \frac{q_1 d}{2}$	кг	9150
z	$\frac{B - A}{D_0^2}$	кг/см ²	0,557
t_1	$t_1 = \frac{a_1}{a}$	-	0,819
t_2	$t_2 = \frac{a_2}{a}$	-	1,935

Окончание табл. П.3.2.

Наименование	Формула	Размерность	Численный результат
-	$\frac{d}{D_0}$	-	0,43
Коэффициент напряжений (рис.3.35,б)	K_σ	-	102
Коэффициент прогиба (рис.3.35,а)	K_Δ	-	1470
Максимальные напряжения в диафрагме	$\sigma_{max} = \frac{K_\sigma z(0,1D_0)^2 S}{J_T + J_0}$	кг/см ²	546
Максимальный прогиб диафрагмы	$f_{max} = K_\Delta \left(\frac{t_2}{1+t_1} \right) \frac{z(0,1 \cdot D_0)^5}{E(J_T + J_0)}$	см	0,067

ПРИМЕР 3.3. Оценить влияние различных факторов на максимальное напряжение и максимальный прогиб диафрагмы паровой турбины по сравнению с уточненным методом А.М. Валя. Алгоритм расчета представлен в табличной форме (табл. П.3.3).

Таблица П.3.3. Влияние различных факторов на результаты расчета диафрагмы

Условия, при которых производился расчет	Максимальное напряжение σ , кг/см ²	Максимальный прогиб f_{max} , см	Расхождение с уточненным методом А.М. Валя, %	
			по σ	по f_{max}
Уточненное решение с учетом смещения опоры и сегментов	546	0,067	-	-
Без учета смещения опоры	670	0,088	22,5	31,5
Без учета наличия сегментов	500	0,058	9	15
При $J = \frac{2aS^2}{12}$	400	0,049	36,5	36,5
По методу Д.М. Смита	670	0,056	22,5	19,5

В табл. П.3.3 показано влияние различных факторов на величину напряжений и прогибов диафрагмы. Как видно по таблице, это влияние весьма существенно. Следует отметить, что отклонения от уточненного решения по методу А.М. Валя, полученные в данном расчете, не являются максимальными, так как в качестве примера взята обычная диафрагма. Для диафрагм первых ступеней турбин сверхвысокого давления с большой величиной $\frac{d}{D_0}$ эти отклонения могут быть ещё большими.

ПРИМЕР 3.4. Определить напряжение в теле диафрагмы, σ , МПа.

Дано: внутренний диаметр диафрагмы, $d_{вн}=98$ см; средний диаметр диафрагмы, $D_{cp}=202$ см; длина сопловой лопатки, $l_1=41$ см; средняя толщина диафрагмы, $\delta_{cp}=7$ см; давление пара перед ступенью, $p_0=0,082$ МПа; давление пара за диафрагмой, $p_1=0,054$ МПа.

Решение: $D = D_{cp} + l_1 = 202 + 41 = 243$ см;

$$K_{\sigma} = 833 \left(1 - \frac{d_{en}}{D}\right) = 833 \left(1 - \frac{98}{243}\right) = 497,06;$$

$$\sigma_{max} = \frac{K_{\sigma}}{10} \cdot \left(0,1 \times \frac{D}{\delta_{cp}}\right)^2 \cdot (p_0 - p_1) = \frac{497,06}{10} \cdot \left(0,1 \times \frac{243}{7}\right)^2 \cdot (0,082 - 0,054) =$$

16,77 МПа.

ПРИМЕР 3.5. Определить максимальный прогиб диафрагмы, Δ , см.

Дано: коэффициент, $K_{\Delta}=800$; модуль упругости, $E=200000$ МПа; средний диаметр диафрагмы, $D_{cp}=202$ см; длина сопловой лопатки, $l_1=41$ см; средняя толщина диафрагмы, $\delta_{cp}=7$ см; давление пара перед ступенью, $p_0=0,082$ МПа; давление пара за диафрагмой, $p_1=0,054$ МПа.

Решение:

$$\Delta p = p_0 - p_1 = 0,082 - 0,054 = 0,028 \text{ МПа};$$

$$D = D_{cp} + l_1 = 202 + 41 = 243 \text{ см};$$

$$\Delta = K_{\Delta} \cdot \frac{\Delta p}{E} \cdot \left(0,1 \times \frac{D}{\delta_{cp}}\right)^3 \cdot D = 800 \cdot \frac{0,028}{200000} \cdot \left(0,1 \times \frac{243}{7}\right)^3 \cdot 243 = 1,139 \text{ см}.$$

ТЕМА 4. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

4.1. Принципиальная схема конденсационной установки.

Устройство конденсатора

Конденсатор — теплообменный аппарат, предназначенный для конденсации отработавшего в турбине пара при низком давлении. Конденсация пара происходит при соприкосновении его с поверхностью, температура которой ниже, чем температура насыщения при данном давлении в конденсаторе.

Конденсация пара сопровождается выделением теплоты, затраченной ранее на испарение жидкости, которая отводится при помощи охлаждающей среды. В зависимости от вида охлаждающей среды, конденсаторы разделяются на водяные (охлаждающая среда — вода) и воздушные (охлаждающая среда — воздух). Современные паротурбинные установки снабжены водяными конденсаторами.

Воздушные конденсаторы имеют по сравнению с водяными более сложную конструкцию и не получили в настоящее время широкого распространения.

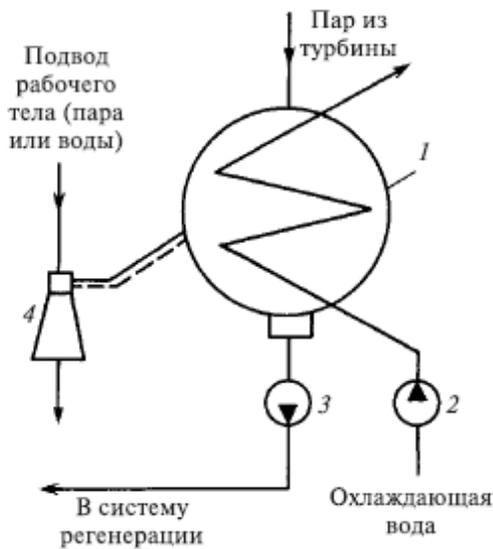
Водяные конденсаторы делятся на два типа: смешивающие и поверхностные. В смешивающих конденсаторах пар конденсируется на поверхности капель охлаждающей воды. В поверхностных конденсаторах пар и охлаждающая вода разделены стенками металлических трубок. Пока на ТЭС России используются только поверхностные конденсаторы.

Конденсационная установка паровой турбины состоит из собственно конденсатора и дополнительных устройств, обеспечивающих его работу (рис. 4.1). Подача охлаждающей воды в конденсатор осуществляется циркуляционным насосом. Конденсатные насосы служат для откачки из нижней части конденсатора *l* конденсата и подачи его в систему регенеративного подогрева питательной воды. Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления воздуха, поступающего в турбину и конденсатор вместе с паром и через неплотности фланцевых соединений, концевые уплотнения и др.

Схема простейшего поверхностного конденсатора приведена на рис. 4.2. Он состоит из корпуса, торцевые стороны которого закрыты трубными досками. В эти доски завальцованы конденсаторные трубки, сообщающиеся с водяными камерами.

Передняя водяная камера разделяется горизонтальной перегородкой, которая делит все конденсаторные трубки на две секции, образующие так называемые «ходы» воды (на схеме два хода). Вода поступает в водяную камеру через патрубок и проходит по трубкам, расположенным ниже перегородки. В задней камере вода переходит во вторую (верхнюю) секцию трубок. По трубкам этой секции вода идет в обратном направлении, совершая второй «ход», попадает в переднюю камеру и через выходной патрубок удаляется из конденсатора. Число ходов воды бывает от одного до четырех, в соответствии с чем устанавливается число разделительных перегородок в водяных камерах. В современных конденсаторах турбин большой единичной мощности число ходов охлаждающей воды редко превышает два.

Пар, поступающий из турбины в паровое пространство конденсатора, конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода. Теоретической основой обеспечения низкого давления пара в конденсаторе является однозначная связь между давлением и температурой конденсирующей среды. Поскольку температура конденсации определяется климатическими условиями и составляет $25\div 45$ °С, то в конденсаторе поддерживается низкое давление, составляющее в зависимости от режима $3\div 10$ кПа.



Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конденсаторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю

часть корпуса конденсатора, а затем в конденсатосборник.

Рис. 4.1. Принципиальная схема конденсационной установки:

1 — конденсатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — конденсатный насос; 4 — воздухоотсасывающее устройство

Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т.п.

Наличие воздуха уменьшает теплоотдачу от пара к поверхности охлаждения. Удаление воздуха (точнее, паровоздушной смеси) из конденсатора производится воздухоотсасывающим устройством через патрубок 8. В целях уменьшения объема отсасываемой паровоздушной смеси ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки 10 отсеке конденсатора — воздухоохладителе 9.

Конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках и остановках, когда котел вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, его направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потерь дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу.

Для возможности приема такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

Кроме того, в конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

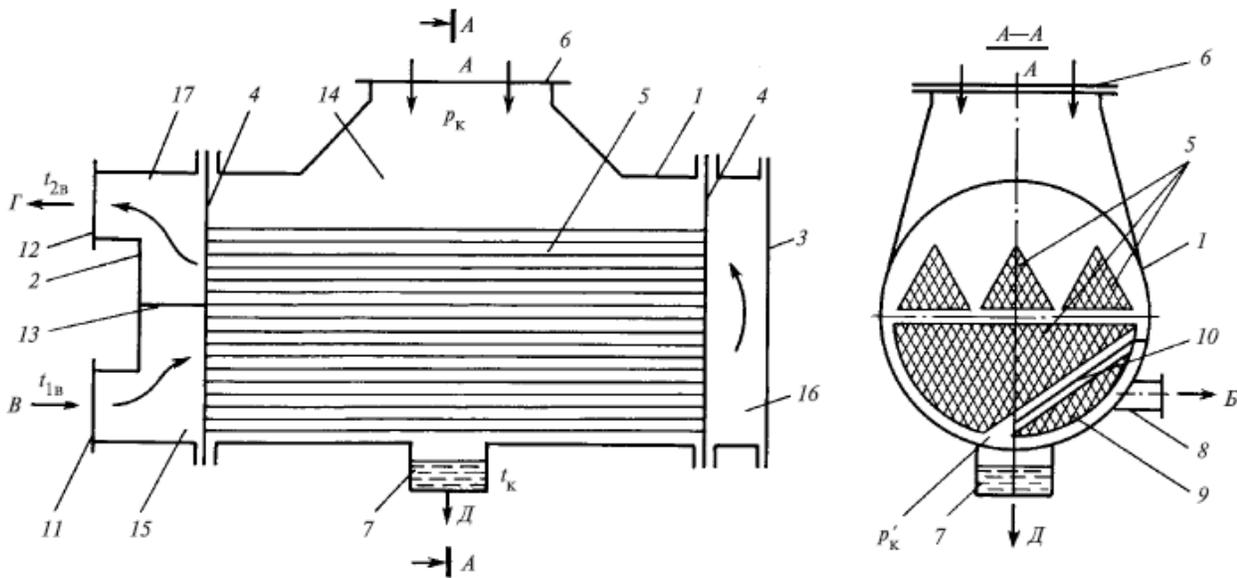


Рис. 4.2. Схема двухходового поверхностного конденсатора:

1 — корпус; 2, 3 — крышки водяных камер; 4 — трубные доски; 5 — конденсаторные трубки; 6 — приемный паровой патрубок; 7 — конденсатосборник; 8 — патрубок отсоса паровоздушной смеси; 9 — воздухоохладитель; 10 — паронаправляющий щит; 11, 12 — входной и выходной патрубки для воды; 13 — разделительная перегородка; 14 — паровое пространство конденсатора; 15÷17 — соответственно, входная, поворотная и выходная камеры охлаждающей воды; А — вход пара; В — отсос паровоздушной смеси; В, Г — вход и выход охлаждающей воды; Д — отвод конденсата

4.2. Тепловые процессы в конденсаторе

В конденсатор, как отмечалось выше, поступает не чистый пар, а смесь пара с неконденсирующимися газами (в основном с воздухом), которую принято называть паровоздушной смесью. Отношение количества воздуха G_B , попадающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара G_K называют относительным содержанием воздуха ε . Значение ε зависит от качества монтажа и ухода за конденсационной установкой, ее типа, мощности, нагрузки, конструктивных размеров и других факторов.

Присутствие воздуха в конденсаторе отражается на тепловых процессах, происходящих в нем. Рассмотрим влияние присосов воздуха на распределение парциальных давлений в конденсаторе. Предположим, что в конденсатор (рис. 4.3) при установившемся режиме поступает пар (G_K) и воздух (G_B) при давлении p_k (p_k — давление в приемном патрубке, которое называют давлением в конденсаторе). Применяя закон Дальтона к движущейся в конденсаторе паровоздушной смеси, имеем

$$p_k = p_n + p_v, \quad (4.1)$$

где p_n, p_v — парциальные давления пара и воздуха в паровоздушной смеси.

Связь между параметрами воздуха и пара, образующих паровоздушную смесь, с достаточной точностью описывается уравнениями идеального газа:

$$p_B V_B = G_B R_B T_B; \quad p_{\Pi} V_{\Pi} = G_{\Pi} R_{\Pi} T_{\Pi}, \quad (4.2)$$

где V_B , V_{Π} и T_B , T_{Π} — соответственно объемы, м³/с, и температуры, К, протекающих в конденсаторе воздуха и пара; $R_B = 0,287$ кДж/(кг·К), $R_{\Pi} = 0,4618$ кДж/(кг·К) — газовые постоянные воздуха и пара.

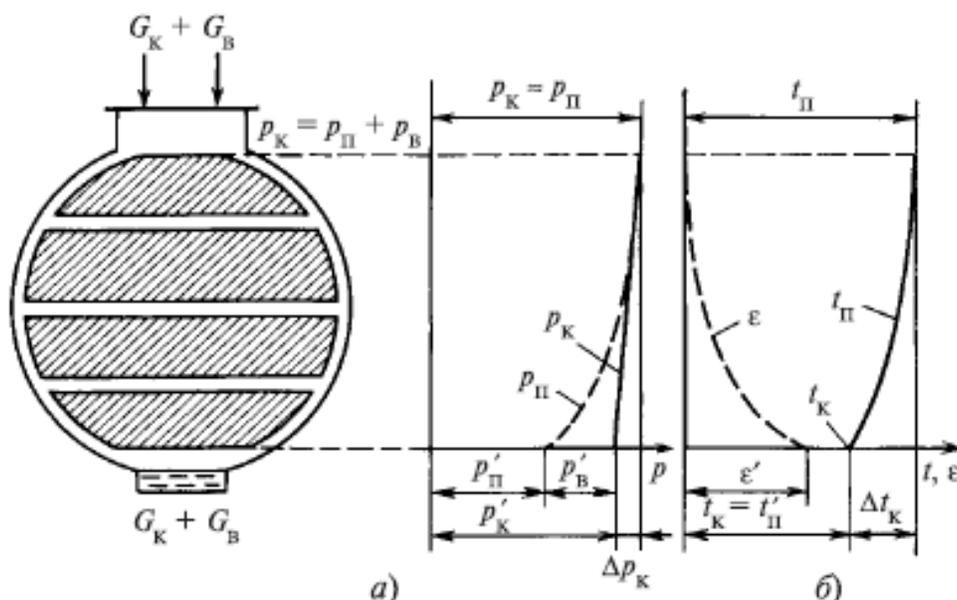


Рис. 4.3. Изменение параметров паровоздушной смеси в конденсаторе: *а* — изменение парциального давления пара p_{Π} и давления в конденсаторе p_k ; *б* — изменение температуры пара t_{Π} и относительного содержания воздуха ε

Разделив почленно уравнения (4.2) при $V_B = V_{\Pi}$ и $T_B = T_{\Pi}$ (объемы и температуры находящихся в смеси воздуха и пара соответственно равны между собой), получим

$$p_B / p_{\Pi} = 0,622 \cdot \varepsilon. \quad (4.3)$$

Совместным решением уравнений (4.1) и (4.3) устанавливается связь между парциальными давлениями пара и воздуха в паровоздушной смеси или зависимость парциального давления пара p_{Π} от давления в конденсаторе p_k и относительного содержания воздуха ε :

$$p_{\Pi} = \frac{p_k}{1 + 0,622 \cdot \varepsilon}. \quad (4.4)$$

При входе в конденсатор относительное содержание воздуха очень мало и парциальное давление пара p_{Π} , подсчитанное по (4.4), практически оказывается равным давлению в конденсаторе p_k (рис. 4.3,а). По мере движения паровоздушной смеси через конденсатор к месту отсоса пар конденсируется, и относи-

тельное содержание воздуха ε растет. Вследствие этого парциальное давление пара $p_{\text{п}}$ в соответствии с (4.4) падает. Вместе с тем, давление в зоне отсоса меньше, чем на входе в конденсатор ($p_{\text{к}}' < p_{\text{к}}$). Разность давлений на входе в конденсатор и выходе из него $\Delta p_{\text{к}} = p_{\text{к}} - p_{\text{к}}'$ называется паровым сопротивлением конденсатора.

В зоне отсоса парциальным давлением воздуха $p_{\text{в}}$ нельзя пренебречь, так как оно в значительной мере повышается вследствие увеличения плотности воздуха и относительного содержания его в паровоздушной смеси.

В конденсатор, как правило, поступает влажный пар, температура конденсации которого однозначно определяется парциальным давлением пара: меньшему парциальному давлению пара соответствует меньшая температура насыщения. На рис. 4.3,б показаны графики изменения температуры пара $t_{\text{п}}$ и относительного содержания воздуха ε в конденсаторе. Таким образом, по мере движения паровоздушной смеси к месту отсоса и конденсации пара температура пара в конденсаторе уменьшается, так как снижается парциальное давление насыщенного пара. Это происходит из-за присутствия воздуха и возрастания его относительного содержания в паровоздушной смеси, а также наличия парового сопротивления конденсатора и снижения общего давления паровоздушной смеси. Особенно заметное влияние на температуру пара воздух оказывает в зоне отсоса паровоздушной смеси.

Процесс конденсации пара условно можно разделить на два этапа: первый, характеризующийся отсутствием сколько-нибудь заметного влияния воздуха на температуру пара, и второй, где это влияние начинает резко проявляться. Влияние воздуха на втором этапе процесса конденсации сказывается не только на понижении температуры пара, но и на интенсивности процесса теплопередачи от паровоздушной смеси к охлаждающей воде.

Поскольку условия теплопередачи в начальной и конечной стадиях процесса конденсации различны, то для каждой из них в конденсаторе имеется своя теплообменная поверхность, сконструированная с учетом присущих ей особенностей: зона массовой конденсации, обеспечивающая протекание первого этапа процесса, при котором конденсируется основная масса пара при ничтожно малом изменении температуры, и воздухоохладитель, предназначенный для снижения количества отсасываемого пара в паровоздушной смеси.

Следствием понижения парциального давления и температуры насыщенного пара из-за наличия воздуха и парового сопротивления конденсатора является переохлаждение конденсата, под которым понимают разность температуры насыщенного пара $t_{\text{п}}$ при давлении паровоздушной смеси $p_{\text{к}}$ на входе в конденсатор и температуры конденсата $t_{\text{к}}$ при выходе из конденсатора $\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{п}} - t_{\text{к}}$ (см.рис. 4.3,б).

Переохлаждение конденсата зависит от конструкции конденсатора, его нагрузки, температуры охлаждающей воды, состояния воздушной,

циркуляционной и конденсатной систем, обслуживающих конденсатор. Переохлаждение конденсата приводит к потере теплоты, затрачиваемой на нагрев конденсата (используемого для питания котлов), а главное — сопровождается возрастанием количества растворенного в конденсате кислорода, вызывающего коррозию трубной системы регенеративного подогрева питательной воды котла. Насыщение конденсата коррозионно-активными газами объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное растворение газов из парогазовой смеси. Процесс абсорбции газа в жидкую фазу начинается непосредственно при конденсации пара на конденсатной пленке, покрывающей трубки. Падающие с трубок капли и струйки конденсата подвергаются тепловому и механическому воздействию пара, двигающегося в межтрубном пространстве, вследствие чего происходит деаэрация жидкости. Таким образом, двигаясь в направлении конденсатосборника, капля конденсата, попадая то на трубку, то в паровой поток, попеременно насыщается и освобождается от газов.

Для возможно полного выделения и отвода газов с поверхности жидкости проводят разбрызгивание конденсата при сливе его в конденсатосборник, слив конденсата в виде отдельных струй и другие мероприятия.

Эффективным средством борьбы с явлением переохлаждения конденсата является установка воздухоохладителей. Рассмотрим процесс конденсации пара в конденсаторе с отдельным удалением конденсата и воздуха (рис. 4.4). Предположим, что при установившемся режиме в конденсатор поступают насыщенный пар (G_K) и воздух (G_B) при давлении p_K , а из воздухоохладителя при давлении $p_K'' = p_{п}'' + p_{в}''$ удаляется паровоздушная смесь, состоящая из воздуха (G_B) и насыщенного пара (G_K''); конденсатным насосом откачивается количество конденсата $G_K^H = G_K = G_K''$. Относительное содержание воздуха при входе в конденсатор $\varepsilon = G_B/G_K$, а в удаляемой паровоздушной смеси $\varepsilon'' = G_B/G_K''$.

Над поверхностью конденсата в конденсатосборнике устанавливается давление p_K' , а относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси составляет ε' .

При наличии парового сопротивления движение паровоздушной смеси происходит вследствие разности давлений ее по ходу движения в конденсаторе ($p_K'' < p_K' < p_K$). Так как конденсация пара заканчивается в воздухоохладителе, то относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси при входе и выходе из конденсатора и воздухоохладителя различно ($\varepsilon < \varepsilon' < \varepsilon''$). Таким образом, над поверхностью конденсата в конденсатосборнике общее давление паровоздушной смеси выше, а относительное содержание воздуха меньше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора.

Из формулы (4.4) видно, что парциальное давление пара $p_{п}'$, а следовательно, и соответствующая температура пара $t_{п}'$ в смеси над уровнем конденсата в

конденсаторборнике будут также выше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсата.

Температура конденсата t_k , находящегося в конденсаторборнике, может быть равна температуре пара $t_{п}'$, а переохладение конденсата может достигать $3 \div 5$ °С. Для конденсаторов, в которых к конденсаторборнику имеется свободный доступ пара (регенеративные конденсаторы), $\Delta t_k = 0 \div 1$ °С, для других конденсаторов $\Delta t_k = 3 \div 5$ °С.

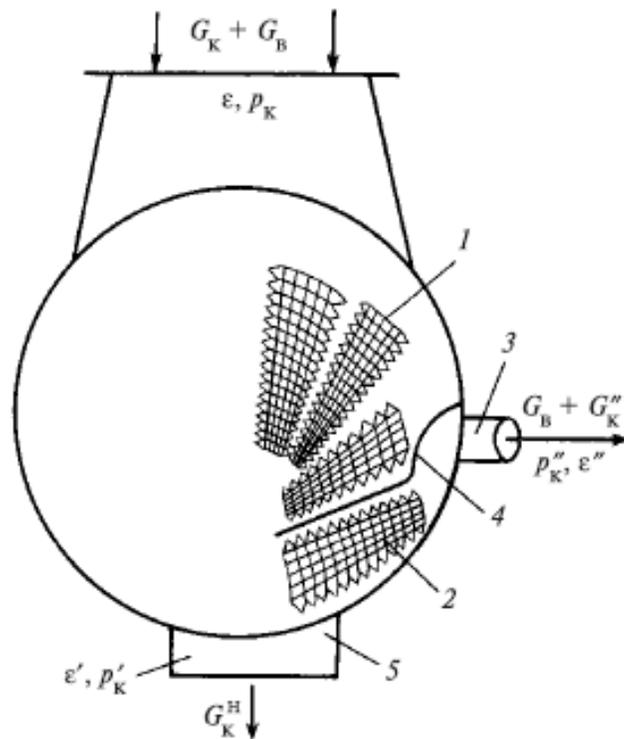


Рис. 4.4. Схема конденсатора с разделением конденсата и воздуха:

1 — трубный пучок; 2 — воздухоохладитель; 3 — отсос паровоздушной смеси; 4 — паронаправляющий щит; 5 — конденсаторборник

Из выражений (4.2) следует, что чем ниже температура и больше парциальное давление воздуха в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, тем меньше ее объем и количество пара, удаляемого вместе с воздухом, а следовательно, ниже затраты энергии воздухоотсасывающего устройства. В связи с этим температуру паровоздушной смеси перед удалением ее из конденсатора стремятся по возможности снизить в воздухоохладителе при минимальном переохладении конденсата.

Для уверенной деаэрации, особенно при малых расходах пара, многие конденсаторы снабжаются деаэрационными конденсаторборниками, например, струйно-барботажного типа.

4.3. Тепловой баланс конденсатора

Потери теплоты корпусом конденсатора в результате излучения в окружающую среду вследствие низких температур ничтожны. Поэтому можно считать, что практически вся теплота, освобождающаяся при конденсации пара, передается охлаждающей воде. Тогда баланс теплоты поверхностного конденсатора может быть составлен в виде

$$Q_k = G_k(h_k - h'_k) = W(t_{2в} - t_{1в})c_v, \quad (4.5)$$

где h_k — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг; $h'_k = c_v t_k$ — энтальпия конденсата, кДж/кг; $c_v = 4,19$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; W — расход охлаждающей воды, кг/с; $t_{1в}$, $t_{2в}$ — температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С (рис. 4.5).

Значения G_k , h_k определяют при расчете турбины. Температуру конденсата принимают

$$t_k = t_{п} - \Delta t_k, \quad (4.6)$$

где $t_{п}$ — температура насыщения пара, соответствующая его давлению при входе в конденсатор.

Разность $\Delta t_b = t_{2в} - t_{1в}$ называют нагревом охлаждающей воды в конденсаторе. Для одноходовых конденсаторов $\Delta t_b = 6 \div 7$ °С; двухходовых $\Delta t_b = 7 \div 9$ °С; трех- и четырехходовых $\Delta t_b = 10 \div 12$ °С.

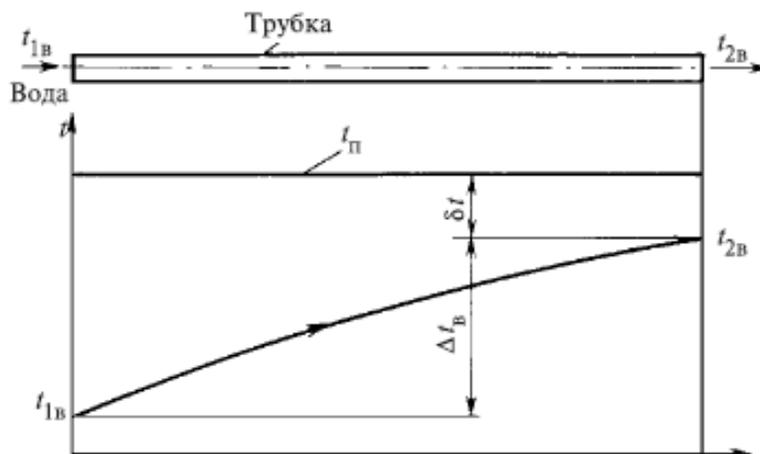


Рис. 4.5. Нагрев охлаждающей воды в трубке конденсатора

При проектировании температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}$ принимается равной 10; 12; 15; 20 и 25 °С в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды принимают расчетное абсолютное давление отработавшего пара p_k : для $t_{1в} = 10$ °С $p_k = 2,8 \div 3,4$ кПа; для $t_{1в} = 15$ °С $p_k = 3,8 \div 4,8$ кПа; для $t_{1в} = 20 \div 25$ °С $p_k = 5,9 \div 6,8$ кПа.

Отношение $m = W/G_k$ называют кратностью охлаждения. Из (4.5) следует, что

$$m = \frac{W}{G_K} = \frac{h_K - c_B t_K}{c_B (t_{2B} - t_{1B})} = \frac{h_K - h'_K}{c_B \Delta t_B}. \quad (4.7)$$

Здесь разность энтальпий $h_K - h'_K$ представляет собой в основном теплоту парообразования и мало изменяется для различных типов турбин (в среднем равна 2200 кДж/кг). Тогда из (4.7) следует, что нагрев охлаждающей воды Δt_B изменяется обратно пропорционально кратности охлаждения: чем больше m , тем меньше Δt_B и тем ниже может быть давление в конденсаторе. Однако при увеличении кратности охлаждения возрастает расход охлаждающей воды и увеличиваются затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

Оптимальная кратность охлаждения находится в следующих пределах: для одноходовых конденсаторов $m = 80 \div 120$, двухходовых $m = 60 \div 70$, трех- и четырехходовых $m = 40 \div 50$.

4.4. Тепловой расчет конденсатора

Задачей теплового расчета конденсатора является определение площади поверхности теплопередачи, необходимой для достижения заданного давления на выходе из турбины.

При инженерных расчетах требуемая площадь поверхности охлаждения конденсатора F_K определяется из уравнения теплообмена между паром и охлаждающей водой:

$$Q_K = \bar{k} \Delta \bar{t} F_K, \quad (4.8)$$

где \bar{k} — средний коэффициент теплопередачи в конденсаторе, Вт/(м²·К); $\Delta \bar{t}$ — средняя разность между температурами пара и воды, °С:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_B}{\ln[(\Delta t_B + \delta t) / \delta t]}, \quad (4.9)$$

здесь $\delta t = t_{п} - t_{2B}$ — температурный напор на выходе из конденсатора, °С; $t_{п}$ — температура пара, поступающего в конденсатор, °С (см. рис. 4.5).

Значение δt определяется отношением

$$\delta t = \Delta t_B \left[\exp \left(\frac{\bar{k} F_K}{c_B W} \right) - 1 \right]^{-1}, \quad (4.10)$$

в которое входит неизвестная величина F_K . В конденсаторах поверхностного типа $\delta t = 5 \div 10$ °С. Большие значения δt относятся к одноходовым конденсаторам.

Точность теплового расчета конденсатора определяется достоверностью оценки коэффициента теплопередачи \bar{k} , зависящего от многих факторов, характеризующих условия работы конденсатора, основными из которых являются: паровая нагрузка конденсатора, скорость движения воды в трубах, температура охлаждающей воды, диаметр трубок, число ходов конденсатора, состояние плотности вакуумной системы, состояние охлаждающей поверхности и др.

Наиболее распространенной в настоящее время зависимостью для определения среднего коэффициента теплопередачи в конденсаторе является формула Л.Д. Бермана [10], составленная на основании испытаний промышленных

конденсаторов и учитывающая взаимосвязь и влияние на коэффициент теплопередачи различных факторов:

$$\bar{k} = 4070 \left(\frac{1,1w_B}{d_2^{0,25}} \right)^x \times \left[1 - \frac{0,42\sqrt{a}}{10^3} (35 - t_{1B})^2 \right] \Phi_z \cdot \Phi_d, \quad (4.11)$$

где a — коэффициент чистоты, учитывающий влияние загрязнения поверхности ($a = 0,65 \dots 0,85$); $x = 0,12 a(1 + 0,15t_{1B})$; w_B — скорость охлаждающей воды в трубках ($w_B = 1,5 \dots 2,5$ м/с); d_2 — внутренний диаметр трубок, мм; t_{1B} — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °С; Φ_z — коэффициент, учитывающий влияние числа ходов воды z в конденсаторе:

$$\Phi_z = 1 + (z - 2) \left(1 - \frac{t_{1B}}{35} \right) \cdot 10^{-1};$$

Φ_d — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора $d_K = G_K / F_K$; $\Phi_d = 1$ при паровых нагрузках от номинальной $d_K^{\text{НОМ}}$ до $d_K^{\text{ГР}} = (0,9 - 0,012t_{1B}) \cdot d_K^{\text{НОМ}}$; если $d_K < d_K^{\text{ГР}}$, то $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$, здесь $\delta = d_K / d_K^{\text{ГР}}$.

Из соотношений (4.8)÷(4.10) определяют значения $\bar{k}, \Delta t, F_K$.

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических характеристик конденсатора (длины и числа конденсаторных трубок, диаметра трубной доски) и его парового и гидравлического сопротивления.

Число трубок в конденсаторе

$$n = 4Wz / (\pi d_2^2 w_B). \quad (4.12)$$

Длина конденсаторных трубок, равная расстоянию между трубными досками,

$$L = F_K / (\pi d_1 n). \quad (4.13)$$

Условный диаметр трубной доски

$$D_y = d_1 \sqrt{n / u_{\text{ТР}}}. \quad (4.14)$$

Отношение L/D_y должно находиться в пределах $1,5 \div 2,5$. В формулах (4.12)÷(4.14) приняты следующие обозначения: d_1 и d_2 — наружный и внутренний диаметры конденсаторных трубок, м (наиболее часто применяют трубки со следующими диаметрами d_1/d_2 , мм: 16/14, 19/17, 24/22, 25/23, 28/26, 30/28); W — расход охлаждающей воды, м³/с; w_B — скорость охлаждающей воды в трубках, м/с (принимается в пределах $1,5 \div 2,5$ м/с); z — число ходов охлаждающей воды (зависит от конструктивных и экономических факторов, условий водоснабжения, мощности установки, кратности охлаждения и др.); $u_{\text{ТР}}$ — коэффициент использования трубной доски, принимаемый для конденсаторов современных турбин равным $0,22 \div 0,32$.

Гидравлическое сопротивление конденсатора H_K , Па (разность давлений охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него) состоит из сопротивлений течения воды в трубках h_1 , на входе и выходе из трубок h_2 и водяных камер h_3 :

$$H_k = z(h_1 + h_2) + h_3 = z \left(\lambda \frac{L}{d_2} + \xi \right) \frac{\rho_B w_{B,П}^2}{2} + \frac{\rho_B w_{B,П}^2}{2}, \quad (4.15)$$

где λ — коэффициент трения при движении воды в трубках ($\lambda = 0,025 \div 0,037$); ξ — коэффициент, учитывающий способ крепления конденсаторных трубок в трубной доске ($\xi = 1,0 \div 1,5$); ρ_B — плотность охлаждающей воды, кг/м³; $w_{B,П}$ — скорость воды во входных и выходных патрубках, примерно равная $(0,15 \div 0,3) \cdot w_B$, м/с.

Гидравлическое сопротивление конденсаторов турбин высокого давления составляет 25÷40 кПа, а турбин мощностью 300 МВт и выше — 35÷40 кПа.

Паровое сопротивление конденсатора Δp_k из-за сложного характера течения пара в межтрубном пространстве, сопровождающегося процессами конденсации, определить аналитически сложно. Оно может быть оценено лишь приблизительно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах. Паровое сопротивление зависит от конструкции трубного пучка, скорости пара в межтрубном пространстве, гидродинамики потока и других факторов. В конденсаторах современных мощных турбин ($N_3 = 160 \div 1200$ МВт) паровое сопротивление составляет 270÷410 Па.

4.5. Конструкции конденсаторов

Выполнить конденсатор в виде одного аппарата для турбин даже умеренной мощности не удастся. Мощные турбины оснащают конденсаторной группой, состоящей из отдельных корпусов, которые, в свою очередь, могут состоять из отдельных конденсаторов. Конденсатор — это теплообменник с отдельной выделенной трубной системой и паровым пространством, со своими водяными камерами охлаждающей воды и воздухоудаляющими устройствами. Отдельные конденсаторы могут собираться в корпуса, а корпуса — в конденсаторные группы по-разному. На этой основе можно провести их классификацию. Схематически установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины показана на рис. 4.6. В табл. 4.1 приведены типы конденсаторных групп, используемых для различных турбин.

По расположению конденсаторной группы по отношению к турбине их делят на подвальные и бесподвальные. Подвальные конденсаторные группы устанавливают в помещении под машинным залом между колоннами фундамента, на которых покоится верхняя фундаментная плита с установленной на ней турбиной. Бесподвальная конденсаторная группа размещается на той же отметке машинного зала, что и турбина.

В свою очередь, бесподвальные конденсаторы могут иметь боковую и осевую компоновки по отношению к турбине. В России нет мощных турбин с осевой компоновкой конденсатора. Боковую бесподвальную компоновку имеют две турбины К-500-5,9/1500 ХТЗ Нововоронежской АЭС и две турбины К-1000-5,9/1500-1 Калининской АЭС.

Все остальные используемые компоновки конденсаторов являются подвальными и показаны на рис. 4.6, а÷ж, и, к.

Таблица 4.1. Типы конденсатных групп для паровых турбин электростанций

Описание конденсатной группы	Схема на рис.4.6	Турбина
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>a</i>	ЛМЗ: К-50-8,8; ПТ-50-8,8/1,3; Т-50-12,8; ПТ-60-12,8/1,3; ПТ-80/100-12,8/1,3; ТМЗ: ПТ-135/165-1,5; КТЗ: все турбины
Два подвальных поперечных конденсатора, объединенных по паровой стороне и подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>б</i>	ЛМЗ: К-100-8,8; К-200-12,8; ХТЗ: К-100-8,8; К-160-12,8; ТМЗ: Т-100-12,8; Т-175/215-12,8
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>в</i>	ТМЗ: Т-250/300-23,5
То же	<i>г</i>	ЛМЗ: К-300-24,5; ХТЗ: К-300-24,5
Два подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>д</i>	ХТЗ: К-220-4,3; К-500-23,5
Три подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>е</i>	ХТЗ: К-1000-5,9/1500-2
Четыре подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>ж</i>	ХТЗ: К-500-6,4/3000; К-750-6,4/3000
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>з</i>	ХТЗ: К-500-5,9/1500
Два подвальных продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде, каждый из конденсаторов состоит из двух секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>и</i>	ЛМЗ: К-500-23,5
То же	<i>к</i>	ЛМЗ: К-800-23,5; К-1200-23,5
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде, каждый из конденсаторов состоит из трех секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>л</i>	ХТЗ: К-1000-5,9/1500-1
Две конденсаторные группы, одна из которых показана на рис. 4.6, <i>и</i>	-	ЛМЗ: К-1000-5,9/3000

По расположению конденсаторов по отношению к оси турбины их делят на поперечные и продольные. При поперечной компоновке оси трубок конденсаторов

направлены поперек оси турбины (рис. 4.6,*а÷ж*), а при продольной — параллельно ей (рис. 4.6,*з÷л*). Продольные конденсаторы могут выполняться односекционными (рис. 4.6,*з*), двухсекционными (рис. 4.6,*и, к*) и трехсекционными (рис. 4.6,*л*).

Из-за различной начальной температуры охлаждающей воды, поступающей в отдельные секции, давление в них будет различным. Такие конденсаторы называются секционированными.

По числу потоков охлаждающей воды в отдельном конденсаторе их различают как однопоточные и двухпоточные. Выбор числа потоков осуществляется в соответствии с требованием возможности чистки конденсатора со стороны охлаждающей воды на ходу без подачи охлаждающей воды в очищаемую часть. Поэтому конденсаторы, показанные на рис. 4.6,*а÷ж*, выполняют двухпоточными, а изображенные на рис. 4.6,*з÷л*, — однопоточными.

По числу ходов охлаждающей воды различают одно- (рис. 4.6,*з÷л*), двух- (рис. 4.6,*а÷ж*) и четырёхходовые конденсаторы (последние применяются только для турбин малой мощности).

Одной из самых ответственных деталей конденсатора являются конденсаторные трубки, а одним из основных требований, предъявляемых к ним, является стойкость к коррозии, и поэтому их изготавливают из сплавов цветных металлов на основе меди, хромоникелевой нержавеющей стали, титановых сплавов.

Совокупность конденсаторных трубок, на которых осуществляется конденсация пара, называется трубным пучком. К компоновке трубного пучка предъявляют следующие требования:

- максимально возможное увеличение площади «живого» сечения для прохода пара;
- создание постоянной скорости протекания пара;
- организация наиболее короткого и прямого пути паровоздушной смеси к месту отсоса;
- улавливание и отвод конденсата на промежуточных уровнях по высоте пучка;
- создание «зеркала» конденсата на дне конденсатора;
- свободный доступ пара в нижнюю часть конденсатора под трубный пучок к месту сбора конденсата и др.

При компоновке трубный пучок разбивают на две части: основной пучок, в котором происходит массовая конденсация пара при практически отсутствующем относительном содержании воздуха, и пучок воздухоохладителя, где конденсация происходит с меньшей скоростью, а образующийся конденсат переохлажден.

Общей особенностью компоновки трубного пучка конденсаторов современных паровых турбин (рис. 4.7) является выполнение его в виде ленты, свернутой симметрично относительно вертикальной оси, с глубокими проходами в

пучке для направления пара к возможно бóльшей части поверхности теплообмена. *Ленточная компоновка* увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания пара на трубки, чем достигается уменьшение парового сопротивления конденсатора.

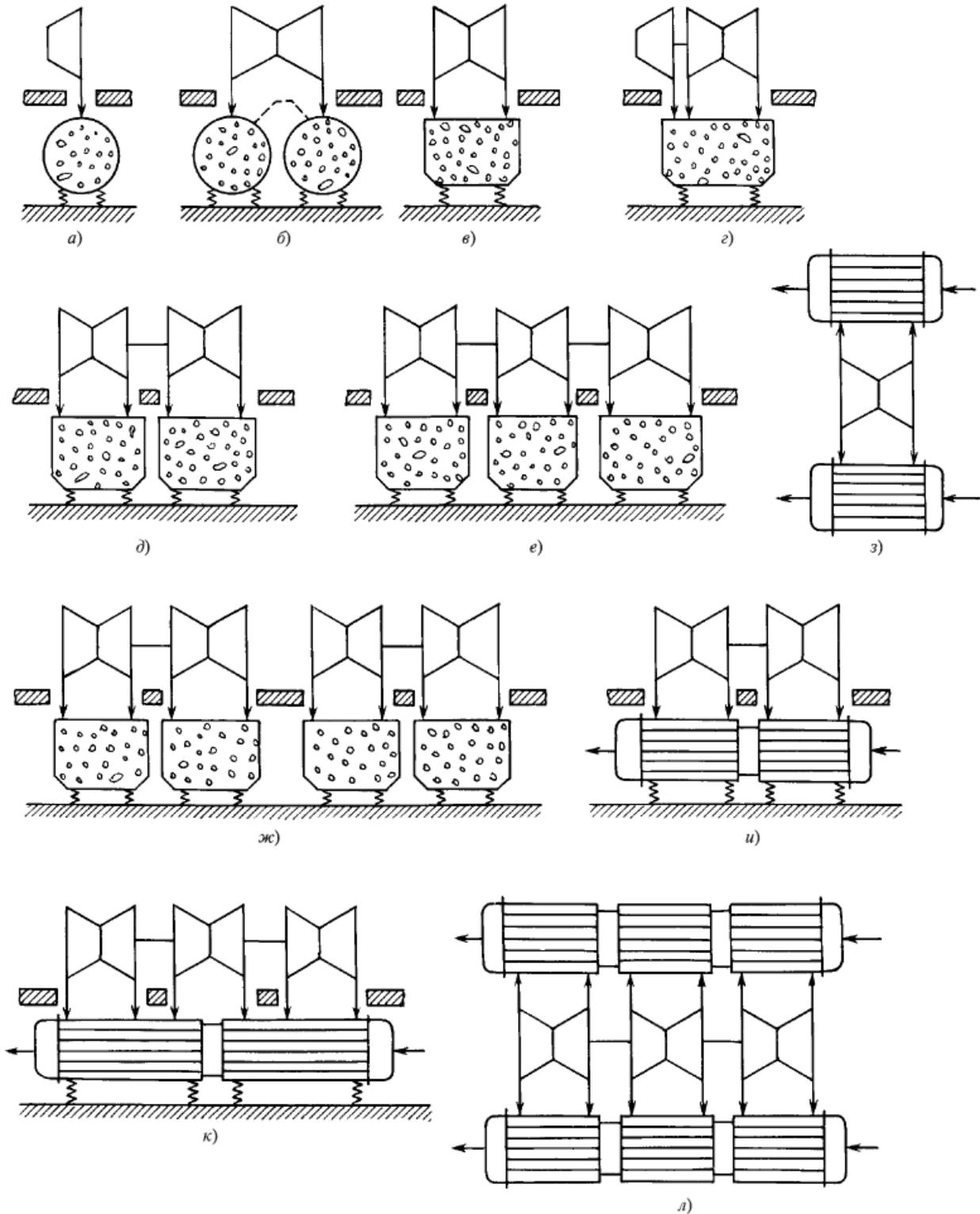


Рис. 4.6. Установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины

В целях снижения температуры и количества пара в паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором, к пучку воздухоохладителя смесь поступает только после прохождения основного пучка. Кроме того, к трубкам воздухоохладителя подводится охлаждающая вода низкой температуры (из первого хода).

При ленточной компоновке трубного пучка организуется свободный доступ к зеркалу конденсата в конденсатосборнике, что обеспечивает подогрев конденсата и относительно малое его переохлаждение. Кроме того, для предотвращения переохлаждения конденсата и снижения парового сопротивления конденсат в трубном пучке улавливается и отводится с помощью перегородок.

Собранный конденсат сливается в конденсатосборник струями у трубных досок и перегородок.

Дальнейшим развитием компоновки является *«пальчиковая»* компоновка с разделением трубного пучка на модули (рис. 4.8).

В отличие от ранее рассмотренных конструкций, трубный пучок (рис 4.8,*а*) состоит из восьми одинаковых модулей *1*, каждый из которых имеет свою зону отсоса, показанную в увеличенном масштабе на рис. 4.8,*б*. Модуль *1* представляет собой сплошной вертикально расположенный массив трубок с ромбической разбивкой. В средней части массива двумя щитами *2* и *3* образована зона отсоса. Выделенного воздухоохладителя в пучке нет, его роль играют расположенные непосредственно перед отсосом охлаждающие трубки пучка.

Конденсаторные трубки крепятся в трубных досках. Методы крепления конденсаторных трубок в досках должны обеспечивать плотность и долговечность соединения. В конденсаторах современных паровых турбин конденсаторные трубки обоими концами закреплены в трубных досках *развальцовкой*, а при использовании титана — *сваркой*.

В целях предотвращения опасной для прочности трубок вибрации и предупреждения их провисания устанавливаются *промежуточные трубные доски* (перегородки). Трубные доски и перегородки крепят к корпусу конденсатора с помощью сварки.

Характерной особенностью конструкций конденсаторов теплофикационных турбин является установка в них специального встроенного *теплофикационного пучка*, служащего для нагрева обратной сетевой или подпиточной воды в отопительный период, когда в конденсатор пропускается малое количество пара.

Теплофикационный пучок имеет ленточную компоновку, расположен на оси конденсатора и имеет собственные водяные камеры, закрытые крышками. Крайние трубные доски являются общими для всех пучков (основного, воздухоохладителя и встроенного). Конденсатор снабжен *деаэрационным конденсатосборником*, характерной особенностью которого является использование теплоты конденсата, поступающего из линии рециркуляции (при малых нагрузках

турбины для поддержания уровня конденсата в конденсатосборнике во избежание срыва конденсатных насосов часть конденсата постоянно возвращается в конденсатор по линии рециркуляции), и теплоты дренажей регенеративных подогревателей для подогрева конденсата до температуры насыщения.

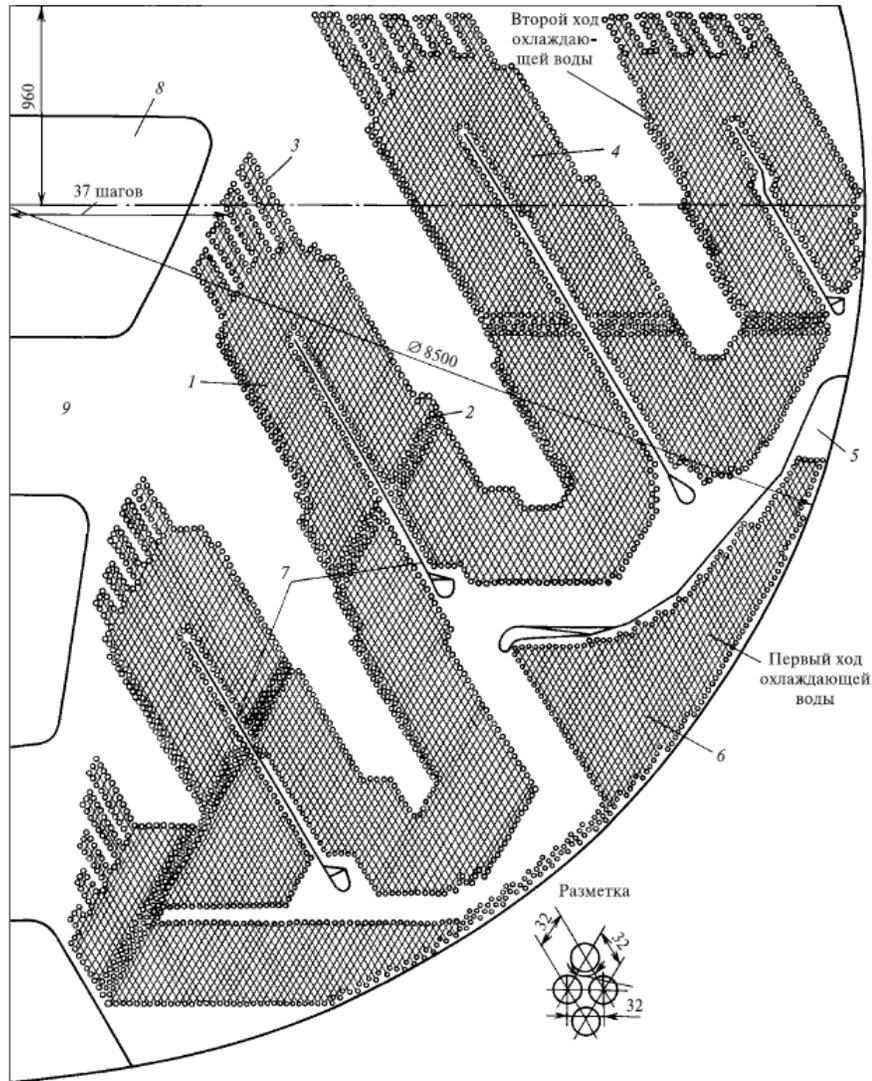


Рис. 4.7. Компонировка трубного пучка: 1 — основной пучок; 2 — сливные трубки; 3 — первый ряд трубок; 4 — трубки основного пучка; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пучок воздухоохладителя; 7 — паронаправляющий и конденсатоулавливающий щиты; 8 — окно в промежуточных трубных досках; 9 — промежуточная трубная доска

Это повышает экономичность турбоустановки и улучшает деаэрационные качества конденсатора. В горловину конденсатора кроме пускосбросного устройства, патрубка подвода химически очищенной воды встроен подогреватель низкого давления.

Конденсаторы паровых турбин АЭС характеризуются большей площадью поверхности теплообмена по сравнению с аналогичной поверхностью конденсаторов турбин той же мощности, но установленных на ТЭС. Например,

суммарная площадь поверхности охлаждения конденсатора турбины К-500-6,4/50 ХТЗ составляет 40 500 м², а конденсатора турбины К-500-23,5 ХТЗ — 23 050 м². Однако увеличенная поверхность конденсаторов турбин АЭС при частоте вращения ротора $n = 50 \text{ с}^{-1}$ не создает значительных трудностей при их конструировании, так как габариты выхлопного патрубка ЦНД и число выхлопов турбин АЭС позволяют разместить такие конденсаторы при их подвальном расположении поперек оси турбины (турбоустановки типов К-220-4,3, К-500-6,4/50).

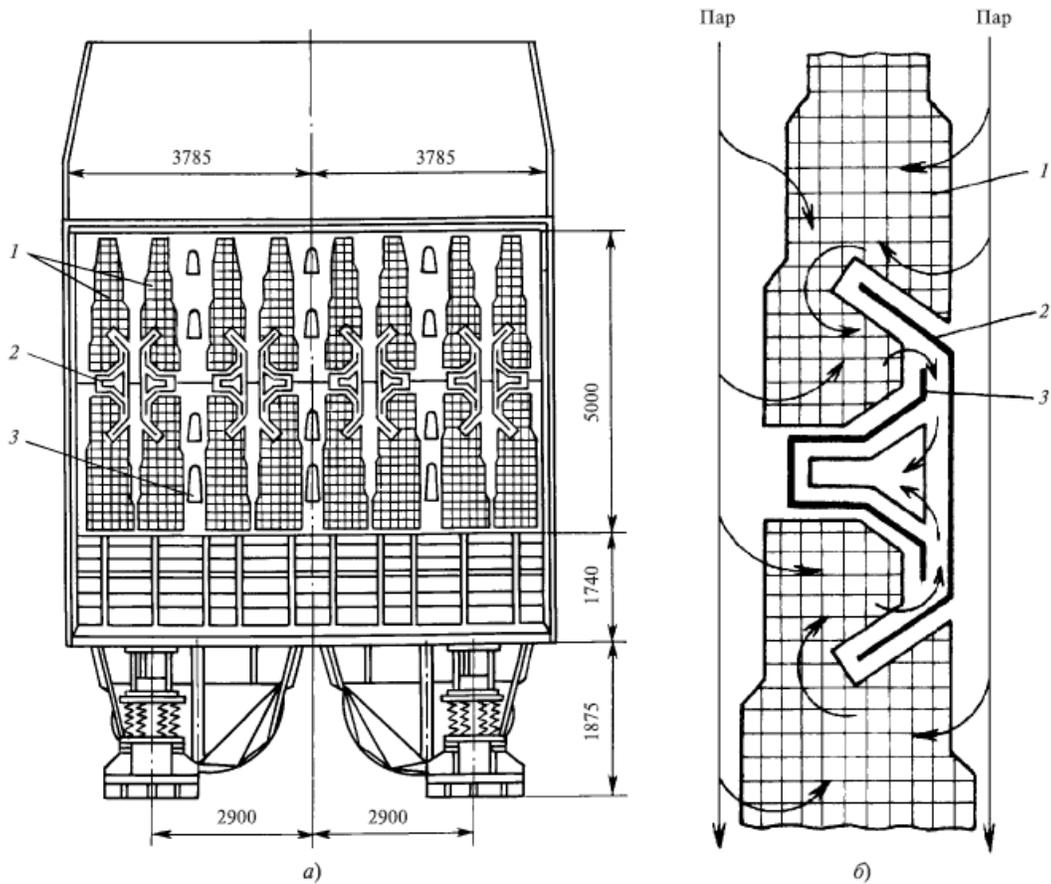


Рис. 4.8. Трубный пучок конденсатора модульной конструкции:

a — общий вид; *б* — зона отсоса паровоздушной смеси

Для турбин АЭС с частотой вращения 25 с^{-1} возможно использование как традиционных подвальных конденсаторов, так и боковых. Целесообразность использования боковых конденсаторов (рис. 4.9), в первую очередь вызвана большими размерами ЦНД, при которых резко увеличиваются силы и деформации от действия атмосферного давления и тепловые деформации от неравномерного нагрева.

В этих условиях при традиционных конструкциях ЦНД и конденсаторов, горловины которых приварены к выходным патрубкам турбины, трудно создать

рациональную конструкцию фундамента и тем самым обеспечить надежную работу турбины.

Гораздо проще решить эти задачи при использовании боковых конденсаторов 1, устанавливаемых на фундаменте рядом с турбиной. Боковые конденсаторы практически не имеют силовой связи с корпусом ЦНД, поэтому усилия, действующие на последний, практически не зависят от вакуума в конденсаторе и заполнения его водой.

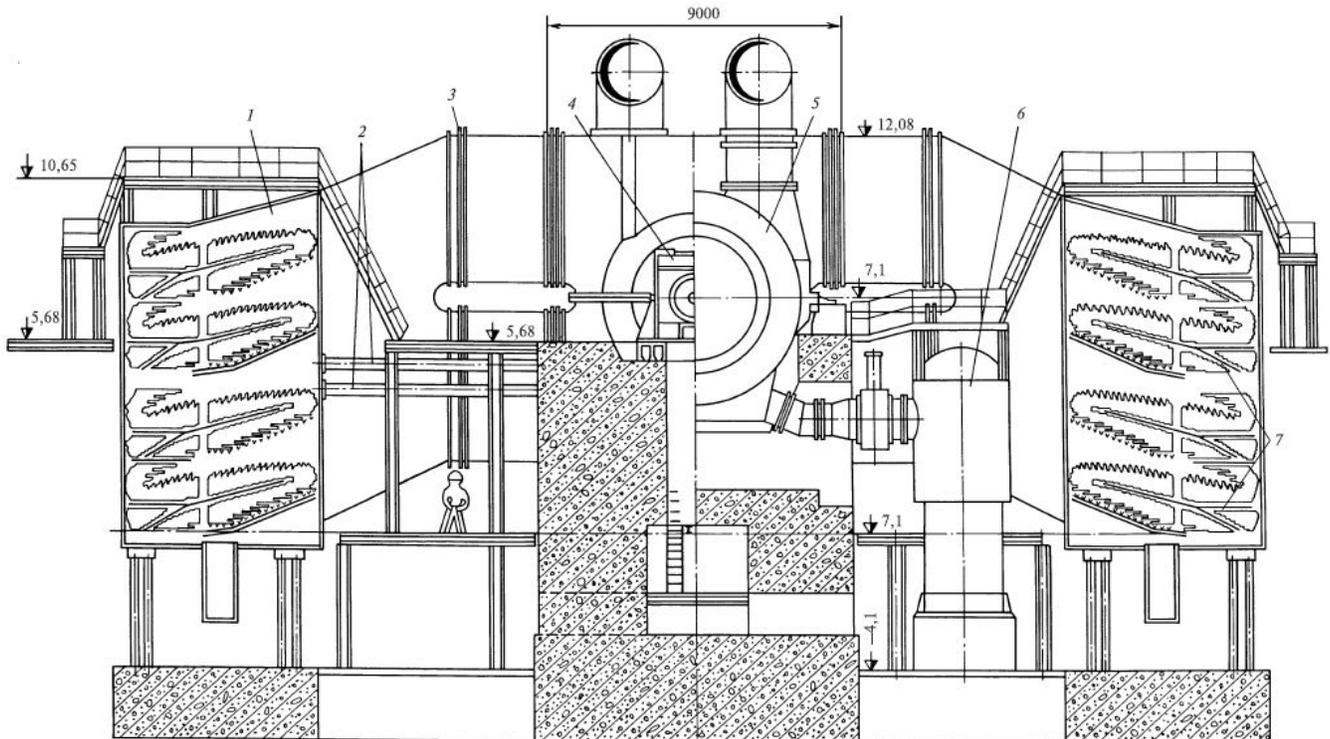


Рис. 4.9. Поперечный разрез турбины К-500-60/25 с боковыми конденсаторами:
 1 — конденсатор; 2 — гибкие опоры; 3 — компенсаторы; 4 — корпус подшипника; 5 — корпус ЦНД; 6 — ПНД; 7 — воздухоохладители модулей

Неуравновешенными при такой конструкции оказываются горизонтальные силы, действующие на боковые стенки конденсаторов. Они воспринимаются опорами 2 и передаются на мощный фундамент турбоагрегата. Опоры 2 выполнены гибкими в вертикальном направлении, что совместно с использованием компенсаторов 3 в переходных патрубках допускает независимые вертикальные перемещения конденсаторов и ЦНД.

Дополнительным преимуществом боковых конденсаторов является меньшая неравномерность параметров пара за последней ступенью, что повышает надежность работы лопаток; при этом создается высокая степень восстановления давления в переходных патрубках. Последние также использованы для размещения в них ПНД № 1 и 2.

4.6. Воздухоотсасывающие устройства конденсаторов

Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления паровоздушной смеси из конденсатора и вакуумной системы и поддержания необходимого вакуума. В паротурбинных установках применяют следующие типы воздухоотсасывающих устройств: пароструйные и водоструйные эжекторы и воздушные насосы.

Принципиальная схема эжектора изображена на рис. 4.10. Рабочее тело (пар — в пароструйном эжекторе, вода — в водоструйном) подается под давлением в приемную камеру, откуда через сопло (или несколько сопел) с большой скоростью направляется в камеру смешения, соединенную с паровым пространством конденсатора. Струя рабочего тела (пара или воды), обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры в суживающуюся часть канала переменного сечения и далее поступает в диффузор, в котором происходит торможение потока и преобразование кинетической энергии в потенциальную. Вследствие этого давление на выходе из диффузора превышает давление во внешней среде и происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Самое широкое распространение в паротурбинных установках получили пароструйные эжекторы, которые выполняются одно-, двух- и трехступенчатыми.

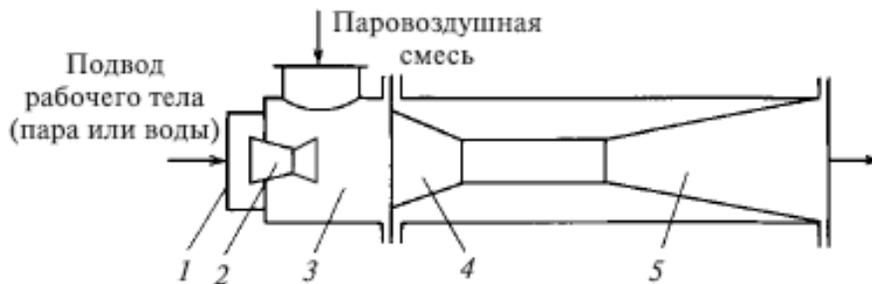


Рис. 4.10. Принципиальная схема эжектора:

1 — приемная камера; 2 — сопло; 3 — камера смешения; 4 — суживающаяся часть канала; 5 — диффузор

Одноступенчатые эжекторы создают разрежение до $0,073 \div 0,08$ МПа и применяются в качестве пусковых (для быстрого отсоса воздуха из конденсатора при пусках турбины). Двух- и трехступенчатые эжекторы создают более глубокое разрежение и применяются в качестве рабочих, обеспечивая устойчивую и надежную работу турбины при глубоком вакууме. В последних конструкциях пароструйных эжекторов имеются приборы для измерения количества отсасываемого воздуха, что позволяет контролировать воздушную плотность конденсатора.

Схема двухступенчатого пароструйного эжектора изображена на рис. 4.11. Отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь поступает в приемную камеру первой ступени эжектора и далее через диффузор направляется в

холодильник, где происходит конденсация пара. Образовавшийся конденсат удаляется в конденсатор, а неконденсирующиеся газы с примесью пара попадают во вторую ступень эжектора. Через патрубок газы (выпар) из холодильника второй ступени удаляются в атмосферу, а конденсат перепускается в холодильник первой ступени (линия 9) и затем в конденсатор (линия 10).

Рабочее тело в двухступенчатом эжекторе, изображенном на рис. 4.11, практически не теряется.

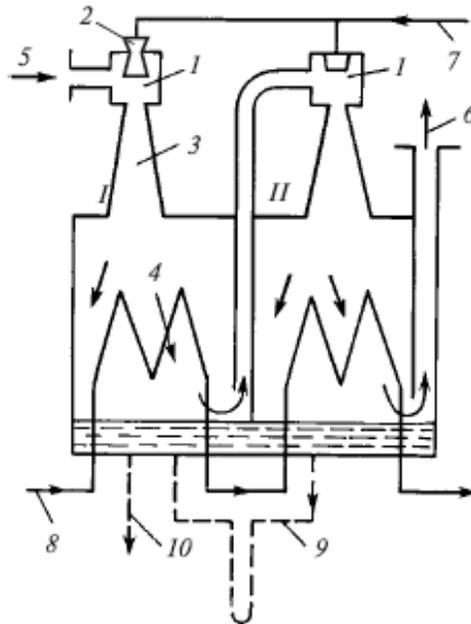


Рис. 4.11. Принципиальная схема двухступенчатого пароструйного эжектора:

I, II — первая и вторая ступени эжектора; *1* — камеры смешения; *2* — сопло; *3* — диффузор; *4* — холодильник; *5* — вход паровоздушной смеси; *6* — выход эжектора; *7* — подвод рабочего пара; *8* — вход охлаждающей воды; *9* — сброс дренажа; *10* — отвод дренажа в конденсатор

Основными причинами неудовлетворительной работы пароструйных эжекторов, приводящими к ухудшению вакуума в турбине, являются:

- малый расход рабочего пара из-за засорения сопл эжектора или падения давления рабочего пара;
- повышение температуры паровоздушной смеси из-за загрязнения холодильников эжекторов или уменьшения расхода воды через них;
- рециркуляция воздуха между ступенями эжектора и между первой ступенью эжектора и конденсатором при наличии неплотностей в перегородках между ступенями и другие факторы.

Аварийные случаи в работе пароструйных эжекторов связаны с их «запариванием» либо с «захлебыванием». «Запаривание» — это нарушение нормальной работы пароструйного эжектора, возникающее вследствие неполной конденсации пара в холодильниках эжекторов при недостаточном расходе через них конденсата.

«Захлебывание» эжекторов — переполнение их охладителей конденсатом вследствие неудовлетворительной работы системы сброса конденсата в конденсатор.

Достаточно большое применение находят водоструйные эжекторы, рабочим телом в которых служит вода, отбираемая из напорного циркуляционного водовода в количестве 5÷7 %. Водяные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные. Однако отсасываемый пар и его теплота теряются.

4.7. Воздушная и гидравлическая плотности конденсатора

Воздушная плотность конденсатора характеризуется присосами воздуха в паровое пространство.

Согласно [8], присосы воздуха, кг/ч, в диапазоне паровых нагрузок конденсатора 40÷100 % не должны превышать значений, определяемых формулой

$$G_B = 8 + 0,065 \cdot N,$$

где N — мощность турбины, МВт.

Присутствие воздуха в паровом пространстве конденсатора существенно ухудшает условия теплообмена между конденсирующимся паром и охлаждающей водой, приводит к росту парового сопротивления конденсатора, снижению температуры пара в нем и как следствие к переохлаждению конденсата. Значительные присосы воздуха могут вызвать перегрузки воздухоудаляющих устройств и ухудшение вакуума по этой причине, а также падение деаэрирующей способности конденсатора и повышение насыщения конденсата кислородом.

Повышение содержания кислорода в питательной воде увеличивает коррозию элементов, входящих в водяной тракт от конденсатора до деаэратора. Кислородная коррозия конструкционных материалов питательного тракта помимо разрушения металла вызывает занос трубок котла и проточной части турбины оксидами железа, меди и другими соединениями. Особенно недопустимо проникновение воздуха в зону вакуумной системы, заполненной конденсатом. В этом случае даже минимальные присосы, намного меньшие нормированных, вызывают резкое повышение содержания кислорода в конденсате.

Гидравлическая плотность конденсатора характеризуется присосами охлаждающей воды. Практически определить расход присосов трудно, и поэтому о гидравлической плотности конденсатора судят по жесткости конденсата, которая не должна превышать 0,5 мкг-экв/кг для прямоточных котлов и энергоблоков АЭС и находиться в пределах от 10 до 1 мкг-экв/кг для котлов с естественной циркуляцией и давлением от 4 до 10 МПа.

Гидравлическая плотность конденсатора обеспечивается правильным выбором материала конденсаторных трубок и конструктивными решениями, исключающими возможность попадания циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора в местах разъемных соединений конденсатора, вальцо-

вочных креплений трубок в трубных досках и в самих трубках, подверженных различным механическим, эрозионным и коррозионным повреждениям.

Наиболее опасны с точки зрения ухудшения гидравлической плотности механические повреждения трубок, так как повреждение даже одной трубки приводит к необходимости снижения нагрузки или в отдельных случаях к аварийной остановке турбины. Причинами механических повреждений трубок могут быть вибрационная усталость, эрозия периферийных трубок, эрозия трубок в местах подвода дренажей, некачественная вальцовка, истирание трубок в местах прохода их через промежуточные перегородки и др. Предотвращение поломок трубок от вибрации достигается за счет тщательной отстройки трубного пучка от резонанса и недопущения автоколебаний трубок.

Для предотвращения эрозии иногда целесообразно в первом по ходу пара ряду пучков установить заглушенные трубки, которые гасили бы энергию капель. Целесообразно также первые ряды трубных пучков компоновать трубками из износостойких материалов, а также трубками с повышенной толщиной стенок.

Более частой причиной повреждения трубок является коррозия, которая может возникнуть вследствие воздействия коррозионно-активных примесей, содержащихся в охлаждающей воде.

Радикальным средством борьбы с коррозией является правильный выбор материалов трубок в зависимости от качества охлаждающей воды. Так, если содержание охлаждающей воды невысокое, используют трубки из различных марок латуней, при большем содержании — из медноникелевых сплавов (МНЖ-5-1) и все шире, особенно для турбин АЭС, — из нержавеющей сталей. Для конденсаторов, работающих на морской воде, используют титановые сплавы.

Требования к гидравлической плотности конденсаторов вызывают необходимость уделять значительное внимание вопросам дополнительной герметизации вальцовочных соединений. Подсос сырой воды в паровое пространство конденсатора через неплотности вальцовочного соединения является постоянно действующим фактором, поскольку обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений затруднительно.

Особенно сложно решается эта задача применительно к конденсаторам мощных турбин на сверхкритические параметры пара, поскольку требования к качеству конденсата в этих установках достаточно жесткие.

Наиболее часто в конденсаторах для предохранения конденсата от попадания в него охлаждающей воды через неплотности в местах вальцовочных соединений применяют:

- 1) двойные трубные доски (рис. 4.12,а);
- 2) создают «соленые» отсеки в паровом пространстве конденсатора (рис. 4.12,б);
- 3) увеличивают толщину основных трубных досок;

4) наносят уплотняющие покрытия на трубные доски и выступающие концы конденсаторных трубок со стороны водяных камер;

5) выполняют отверстия в трубных досках с кольцевыми или винтообразными канавками; обваривают выступающие концы трубок со стороны трубных досок и т.д.

В первом случае (см.рис. 4.12,*а*) в пространство, создаваемое двойными трубными досками, подается конденсат с давлением, превышающим давление охлаждающей воды.

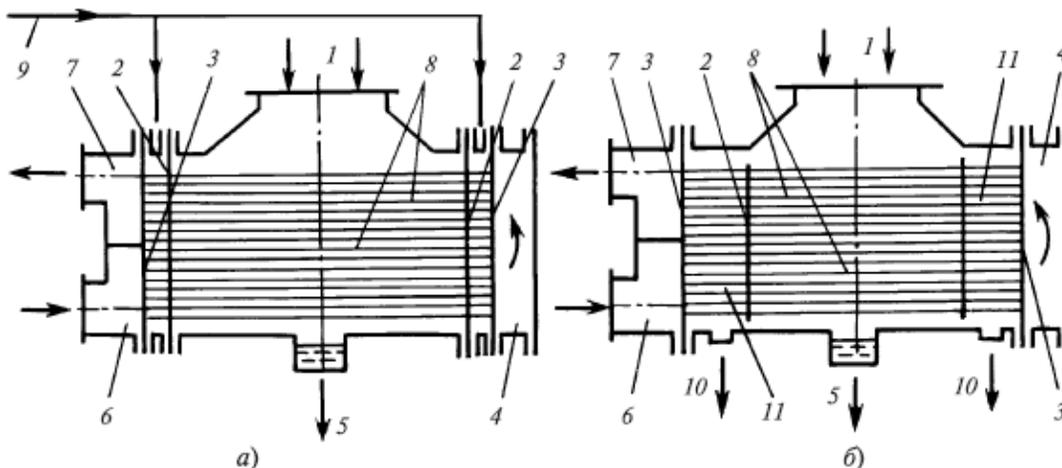


Рис. 4.12. Схема двухходового конденсатора с двойными трубными досками (*а*) и с «солеными» отсеками (*б*): 1 — вход пара; 2, 3 — дополнительная и основная трубные доски; 4 — поворотная камера охлаждающей воды; 5 — отвод основного конденсата; 6, 7 — входная и выходная камеры охлаждающей воды; 8 — конденсаторные трубки; 9 — подача конденсата или обессоленной воды из демпферного бака; 10 — отвод конденсата «соленых» отсеков; 11 — «соленые» отсеки

Это усложняет конструкцию и затрудняет ремонт конденсатора, а конденсат, перетекающий в линию охлаждающей воды, безвозвратно теряется.

В схеме с «солеными» отсеками (см.рис. 4.12,*б*) циркуляционная вода, проникающая через неплотности вальцовочных соединений, попадает в отсек, образованный основной и дополнительной трубными досками, и удаляется дренажным насосом с некоторым количеством конденсата.

Устройство «соленых» отсеков дает возможность при возникновении течи в вальцовочных соединениях обеспечить работу агрегата до очередной его остановки без существенного ухудшения качества основной массы конденсата. Кроме того, по изменению концентрации солей в «соленом» отсеке можно судить о появлении весьма умеренных присосов, которые в обычных условиях не прослеживаются.

Контрольные вопросы и примеры к теме 4

1. Для каких целей предназначен конденсатор?

2. На какие типы разделяют конденсаторы в зависимости от вида охлаждающей среды?
3. На какие типы делят водяные конденсаторы?
4. Какие дополнительные функции выполняет конденсатор современных паровых турбин?
5. Что называют относительным содержанием воздуха и от чего зависит его значение?
6. Что называют паровым сопротивлением конденсатора?
7. На какие этапы можно условно разделить процесс конденсации пара?
8. Что понимают под процессом переохлаждения конденсата и от чего он зависит?
9. Что называют кратностью охлаждения, и в каких пределах находится оптимальная кратность охлаждения современных конденсаторов?
10. Какая задача решается при тепловом расчете конденсатора?
11. Чем определяется точность теплового расчета конденсатора?
12. Что называют гидравлическим сопротивлением конденсатора, и каких величин оно достигает?
13. Какая существует классификация конденсаторов?
14. Что такое трубный пучок и требования, предъявляемые к его компоновке?
15. Что является характерной особенностью конструкции конденсаторов теплофикационных турбин?
16. Чем характеризуются конденсаторы паровых турбин АЭС?
17. Для чего предназначены воздухоотсасывающие устройства и какие типы ВОУ применяются в ПТУ?
18. Что такое «запаривание» и «захлебывание» пароструйных эжекторов?
19. Чем характеризуется воздушная плотность конденсатора?
20. Что такое гидравлическая плотность конденсатора и пути ее увеличения?

ПРИМЕР 4.1. Определить кратность охлаждения конденсатора, m .

Дано: Объемный расход охлаждающей воды, $W=6,08 \text{ м}^3/\text{с}$; плотность воды, $\rho=1005 \text{ кг}/\text{м}^3$; расход пара, $G_k=100 \text{ кг}/\text{с}$.

Решение:

$$m = \frac{W \cdot \rho}{G_k} = \frac{6,08 \cdot 1005}{100} = 61,104 \approx 61.$$

ПРИМЕР 4.2. Определить удельную тепловую нагрузку в конденсаторе, q_k , кДж/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$).

Дано: Расход пара, $G_k=100 \text{ кг}/\text{с}$; поверхность охлаждения конденсатора, $F_k=9700 \text{ м}^2$; энтальпия пара на входе в конденсатор, $h_{п}=2550 \text{ кДж}/\text{кг}$; энтальпия конденсата, $h_k=107 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Решение: $Q = G_{\kappa}(h_n - h_{\kappa}) = 100 \cdot (2550 - 107) = 244300 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$ (кВт);

$$q_{\kappa} = \frac{Q \cdot 3600}{F_{\kappa}} = \frac{244300 \cdot 3600}{9700} = 90668 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

ПРИМЕР 4.3. Определить расход охлаждающей воды в конденсаторе, G_w , кг/с.

Дано: Расход пара, $G_{\kappa}=100$ кг/с; энтальпия пара на входе в конденсатор, $h_n=2550$ кДж/кг; энтальпия конденсата, $h_{\kappa}=107$ кДж/кг; теплоемкость охлаждающей воды, $c_{pw}=3,925$ кДж/(кг·°С); температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}=12$ °С; температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_{2в}=22$ °С.

Решение: $Q = G_{\kappa}(h_n - h_{\kappa}) = 100 \cdot (2550 - 107) = 244300 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$ (кВт);

$$G_w = \frac{Q}{c_{pw}(t_{2в} - t_{1в})} = \frac{244300}{3,925(22 - 12)} = 6224,2 \text{ кг/с}.$$

ПРИМЕР 4.4. Определить поверхность охлаждения конденсатора, F_{κ} , м².

Дано: Количество отводимой теплоты, $Q=244300$ кВт; коэффициент теплопередачи, $k=3040$ Вт/(м²·°С); температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}=15$ °С; температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_{2в}=20$ °С; температура пара на входе в конденсатор, $t_n=27$ °С.

Решение: Средняя разность температур пара и охлаждающей воды:

$$\Delta t = \frac{t_{2в} - t_{1в}}{2,3 \cdot \lg \frac{t_n - t_{1в}}{t_n - t_{2в}}} = \frac{5}{2,3 \cdot \lg(1,71)} = 9,29 \text{ °С};$$

$$F_{\kappa} = \frac{1000 \cdot Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{1000 \cdot 244300}{3040 \cdot 9,29} = 8653,2 \text{ м}^2.$$

ПРИМЕР 4.5. Определить удельную паровую нагрузку в конденсаторе, d_{κ} , кг/(м²·ч).

Дано: Расход пара, $G_{\kappa}=100$ кг/с; поверхность охлаждения конденсатора, $F_{\kappa}=9700$ м².

Решение: $d_{\kappa} = \frac{G_{\kappa} \cdot 3600}{F_{\kappa}} = \frac{100 \cdot 3600}{9700} = 37,11 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$

ПРИМЕР 4.6. Определить общую длину 2-ходового конденсатора L_{κ} , м.

Дано: Площадь поверхности охлаждения конденсатора $F_{\kappa}=8820$ м²; наружный диаметр труб $d_2=0,019$ м; число труб в одном ходе $n=10000$ шт.; число ходов $z=2$; толщина трубной доски $\delta=0,03$ м.

Решение: $L = \frac{F_{\kappa}}{\pi \cdot d_2 \cdot n \cdot z} = \frac{8820}{3,14 \cdot 0,019 \cdot 10000 \cdot 2} = 7,4 \text{ м};$

$$x = 0,2 \cdot L = 1,48 \text{ м};$$

$$L_{\kappa} = L + 2 \cdot x + 2 \cdot \delta = 7,4 + 2 \cdot 1,48 + 2 \cdot 0,03 = 10,42 \text{ м}.$$

Библиографический список

1. ГОСТ 3618-2016 Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные размеры. М.: Стандартиформ, 2017.
2. ГОСТ 2.701-2008 ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению. М.: Стандартиформ, 2009.
3. ВНТП-80. Нормы технологического проектирования атомных электрических станций. М.: Минэнерго СССР, 1981.
4. ВНТП-81. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. М.: Минэнерго СССР, 1981.
5. Беляев Л.А. Турбины тепловых и атомных электрических станций. Томск: ТПУ, 2009. 142 с.
6. ГОСТ 4.424-86 Система показателей качества продукции. Турбины паровые стационарные. Номенклатура показателей. М.: Издательство стандартов, 1986.
7. Прочность элементов паровых турбин/ под ред.Л.А. Шубенко-Шубина. М.: Гос. науч.-техн. изд-во. машиностроительной литературы, 1962. 565 с.
8. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ, 2019.
9. Луканин П.В., Короткова Т.Ю. Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (теория и конструкция паровых турбин): учебное пособие/ СПбГТУРП. СПб., 2008. 197 с.
10. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов/ под ред. А.Г. Костюка. М.: Издательский дом МЭИ, 2016. 557 с.
11. СО 153-34.20.501-2003 Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ. 4.4. Паротурбинные установки. Приказ Минэнерго РФ от 19.06.2003 № 229.

Учебное издание

ЗЛОБИН ВЛАДИМИР ГЕРМАНОВИЧ

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ. КОНСТРУКЦИЯ
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Корректор Н.П. Новикова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2020 г., поз.27

Подп. к печати 08.05.2020
Печать офсетная.

Формат 60x84/16 .
8,75 печ.л.; 8,75 уч.-изд.л.

Бумага тип. № 1.
Тираж 50 экз.

Изд. № 27. Цена "С". Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

Учебное издание

ЗЛОБИН ВЛАДИМИР ГЕРМАНОВИЧ

**ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**ЧАСТЬ 1. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ. КОНСТРУКЦИЯ
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Корректор Н.П. Новикова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2020 г., поз.27

Подп. к печати 08.05.2020	Формат 60x84/16 .	Бумага тип. № 1.
Печать офсетная.	8,75 печ.л.; 8,75 уч.-изд.л.	Тираж 50 экз.
Изд. № 27.	Цена "С".	Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.