

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И
ИННОВАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ИСЛАМА КАРИМОВА

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ, ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ
И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ, ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ
АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТАРОВ
(гидравлическая часть)

Методические указания по выполнению
практических работ



Ташкент - 2023

Р.З.Олимжонов, М.Т.Худаёров Методические указания для выполнения практических работ по предмету «**Электрические, электронные системы и гидравлическое, пневматическое оборудование автомобилей и тракторов**» (гидравлическая часть) – Т:ТашГТУ, 2023. ____ стр.

В методических указаниях приведены краткие сведения о гидравлическом и пневматическом оборудовании, описаны принципы действия и конструкции элементов, приводы гидравлического и пневматического оборудования, рассмотрены вопросы расчета и проектирования пневматического привода, объемного гидравлического привода транспортных средств. Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Автомобилестроение и тракторостроение – 60712400».

Протокол № ____ " ____ " _____ 2023 г.

Печатается по решению научно-методического совета Ташкентского государственного технического университета.

Рецензенты: Доц., Қ.А.Бабашев - начальник управления по развитию метрологии и обеспечению единства измерений, Узбекское агентство по техническому регулированию при Министерстве инвестиций, промышленности и внешней торговли Республики Узбекистан,.
Доц., Ж.А.Хакимов– ТашГТУ «Энергомашиностроение и профессиональное образование»

Введение

Гидравлические и пневматические системы широко применяются в транспортных, транспортно-технологических системах машин и оборудования. Основные преимущества гидропривода — это возможность получения больших усилий или моментов, поскольку гидропривод обладает высокой энергонапряженностью рабочей среды при плавном, равномерном движении рабочего органа и возможностью бесступенчатого регулирования скоростей в широком диапазоне. Пневмопривод отличается целым рядом преимуществ и широко используется в различных сферах. К наиболее значимым достоинствам можно отнести малый вес рабочего тела и исполнительных устройств, простоту и экономичность (обуславливается невысокой ценой рабочего газа), быстроту срабатывания, малую чувствительность к температурным колебаниям.

Целью практических занятий является изучение конструкций гидравлического и пневматического оборудования современных транспортных средств, функций и параметров основных элементов гидро- и пневмоприводов, агрегатов, анализ преимуществ и недостатков элементов гидро- и пневмоприводов.

Перспективные направления пневмо- и гидравлических приводов в современном тракторостроении и автомобилестроении можно представить с помощью полученных знаний по данному предмету.

На практических занятиях обучающиеся решают задачи, связанные с определением основных параметров пневмо- и гидравлических процессов.

Перед каждым практическим занятием обучающиеся должны ознакомиться с устройством и принципом работы изучаемых деталей и агрегатов транспортных средств.

По каждому практическому занятию обучающиеся готовят отчет. В содержание данных отчетов должны входить принципиальные схемы, структурные схемы и простые эскизы, начерченные вручную карандашом.

Практическая работа №1

Определение основных параметров радиально-поршневого гидронасоса

Цель работы: Изучить основные параметры радиально-поршневого гидронасоса, принцип работы гидронасоса и гидромотора.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

По определению основных параметров радиально-поршневого гидронасоса проведем следующие расчеты.

Используя данный активный расход жидкости, теоретический расход жидкости рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_n = \frac{\pi d^2}{4} 2ezn \quad (1.1)$$

здесь d - диаметр поршня, мм; e - расстояние между осями статора и роторов гидронасоса - эксцентриситет, мм; z - количество поршней в насосе, n - число оборотов в минуту, об/мин.

При этом объемный КПД для рассматриваемого насоса составляет 0,96-0,98.

С учетом частоты вращения вала насоса рабочий объем насоса определяется по следующей формуле:

$$q_n = \frac{\pi d^2}{4} 2ez \quad (1.2)$$

Для определения диаметра цилиндра d и хода поршня $h=2e$ воспользуемся следующим соотношением $h/d=a$ и числом цилиндров z . Для предварительных расчетов принимаем $a=(0,6 \div 0,7)$. Отсюда получается $e=(0,3 \div 0,35)d$. В зависимости от выбранной конструкции количество цилиндров от 5 до 9, количество рядов от 1 до 3.

С учетом следующих указаний рабочий объем для одномагистрального насоса рассчитывается следующим образом:

$$q = \frac{\pi d^3}{4} az \quad (1.3)$$

Диаметр цилиндра определяем по следующей формуле:

Наружный диаметр статора

$$D_c = D_p + 2e \quad (1.7)$$

Остальные размеры рассматриваемой конструкции насоса определяются на основе методов машиностроения.

Мощность давления жидкости, создаваемого в рабочем объеме насоса, действующего на поршень, рассчитывается по следующей формуле.

$$F = Sp \quad (1.8)$$

Сила реакции R возникает в точке, где поршень касается статора во время работы. Эту силу можно разделить на две составляющие: F -направленную к оси поршня, и $T_{\text{сила}}$, направленную перпендикулярно этой силе (рис. 1.2).

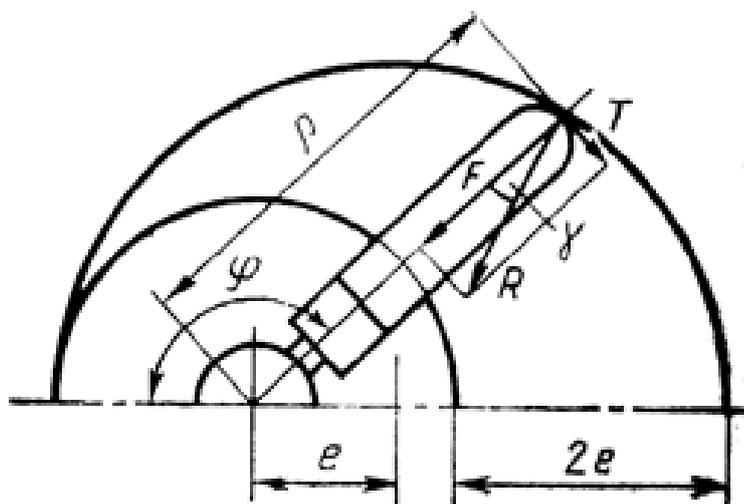


Рис. 1.2. Схема определения сил, действующих на насос.

Запишем следующие формулы по схеме на рис. 1.2.

$$R = \frac{F}{\cos \gamma}; T = F \tan \gamma \quad (1.9)$$

γ -угол между направлением силы реакции R и осью цилиндра.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение теоретическому расходу жидкости.
2. Как рассчитывается рабочий объем для одномагистрального насоса?
3. Опишите принцип работы гидронасоса.
4. Дайте определение принципу работы гидромотора.
5. Различие между гидронасосом и гидромотором?

Пример: Расход жидкости радиально-поршневым гидронасосом - 1,7 л/с; рабочее давление-20МПа; $\eta_0=0,96$; $n_n=1470$ об/мин, количество поршней $z=5$, количество каналов $m=2$, скорость жидкости $v=3$ м/с.

Пример решения задачи: Теоретический расход жидкости насосом:

$$Q_n = \frac{Q_{тн}}{\eta_0} = \frac{1,7}{0,96} = 1,76 \text{ л/с.}$$

Рабочий объем насоса:

$$q = \frac{Q_n}{n_n} = \frac{1,76 \cdot 60 \cdot 10^3}{1470} = 71,8 \text{ см}^3$$

Из полученного количества поршней $z=5$ можно найти объем одного поршня.

$$V_{п} = \frac{q}{z} = \frac{71,8}{5} = 14,4 \text{ см}^3$$

рассчитаем диаметр поршня при $a = 0,6$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V_{п}}{\pi \cdot 2a}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 14,4}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,6}} = 40 \text{ мм}$$

Длина поршня: $l = 2(a + d) = 2(6 + 40) = 92 \text{ мм}$

Диаметр оси ротора: $D_0 = 5 \cdot d = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм}$

Диаметр ротора: $D_p = D_0 + 2 \cdot l = 200 + 2 \cdot 92 = 384 \text{ мм,}$

Внутренний диаметр $D_c = D_p + 2 \cdot a = 384 + 2 \cdot 6 = 396 \text{ мм}$

Индивидуальное задание:

Таблица 1.1

| Данные | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|------------------|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $Q_{тн},$ л/с | 1,5 | 1,7 | 1,8 | 2,0 | 2,2 | 3,1 | 2,8 | 1,9 | 2,1 | 2,4 | 2,6 | 3,0 | 3,2 | 2,2 | 1,5 |
| z | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 5 | 6 | 8 | 9 | 7 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 |
| $p,$ МПа | 20 | 19 | 22 | 21 | 24 | 32 | 44 | 18 | 31 | 29 | 28 | 25 | 22 | 33 | 36 |
| η_0 | 0,96 | 0,79 | 0,82 | 0,88 | 0,91 | 0,93 | 0,95 | 0,96 | 0,79 | 0,82 | 0,88 | 0,91 | 0,93 | 0,95 | 0,77 |
| $n_n,$ об/мин | 1300 | 1480 | 1290 | 1340 | 1430 | 1300 | 1480 | 1290 | 1340 | 1430 | 1500 | 1830 | 1950 | 2050 | 2100 |
| m | 2 | 3 | 4 | 2 | 3 | 4 | 4 | 3 | 2 | 2 | 3 | 4 | 2 | 3 | 4 |
| $v,$ м/с | 2 | 3 | 5 | 6 | 5 | 2 | 3 | 6 | 6 | 5 | 2 | 3 | 3 | 6 | 2 |
| a | 0,6÷0,7 | | | | | | | | | | | | | | |

Практическая работа № 2

Определение основных параметров шестеренчатого насоса

Цель работы: Изучить основные параметры шестеренчатого насоса гидронасоса, принцип работы и расчет основных параметров.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

Цилиндрический насос является одним из гидравлических объемных насосов, и этот тип насоса отличается от других объемных насосов простотой изготовления, надежностью, небольшими размерами и низкой ценой.

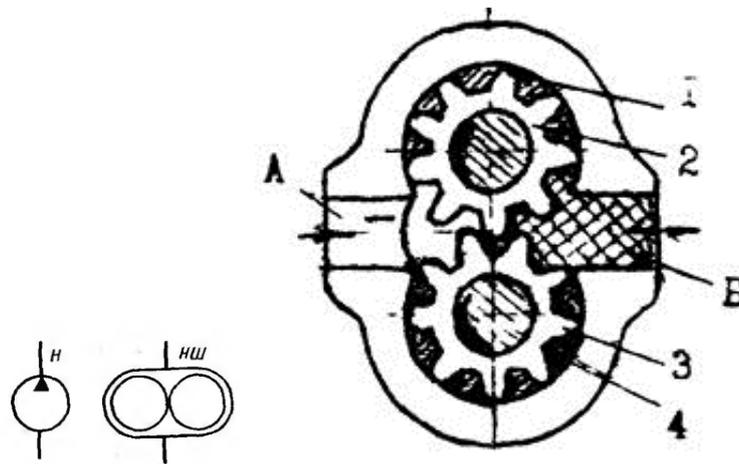


Рис. 2.1. Принципиальная схема шестеренчатого насоса:

а) обозначение на гидравлической схеме, б) 1- ведущая шестерня, 2- корпус, 3- ведущая шестерня, 4-вал; А и В — всасывающее и приводное пространства.

Типичное давление, которое может создать шестеренчатый насос, составляет 10 МПа, а максимальное — 15-20 МПа.

Расчет рабочего объема шестеренчатого насоса – дело непростое. Однако при расчете его принимают равным общему объему зубчатых пространств (впадин) или объему кольца со средним радиусом R . Таким образом, рабочая мощность шестеренчатого насоса:

$$q = Lbh \quad (2.1)$$

здесь $L=2\pi R$ — длина кольца; b – ширина кольца; $h=2m$ – радиальная (рабочая) высота кольца; m – модуль зацепления.

$2R=D=mz$, если произвести замену, где D - делительный диаметр шестерни, z - число зубьев ведущей шестерни, в результате формула рабочего объема насоса будет равна:

$$q = 2\pi m^2 zb \quad (2.2)$$

Теоретический расход жидкости шестеренчатого насоса:

$$Q_H = 2\pi m^2 zbn \quad (2.3)$$

Текущая подача жидкости шестеренчатым насосом имеет пульсирующий характер и представляет собой периодическую функцию, равную $2\pi/z$, то есть пульсация подачи повторяется при контакте каждой ключевой пары зубьев.

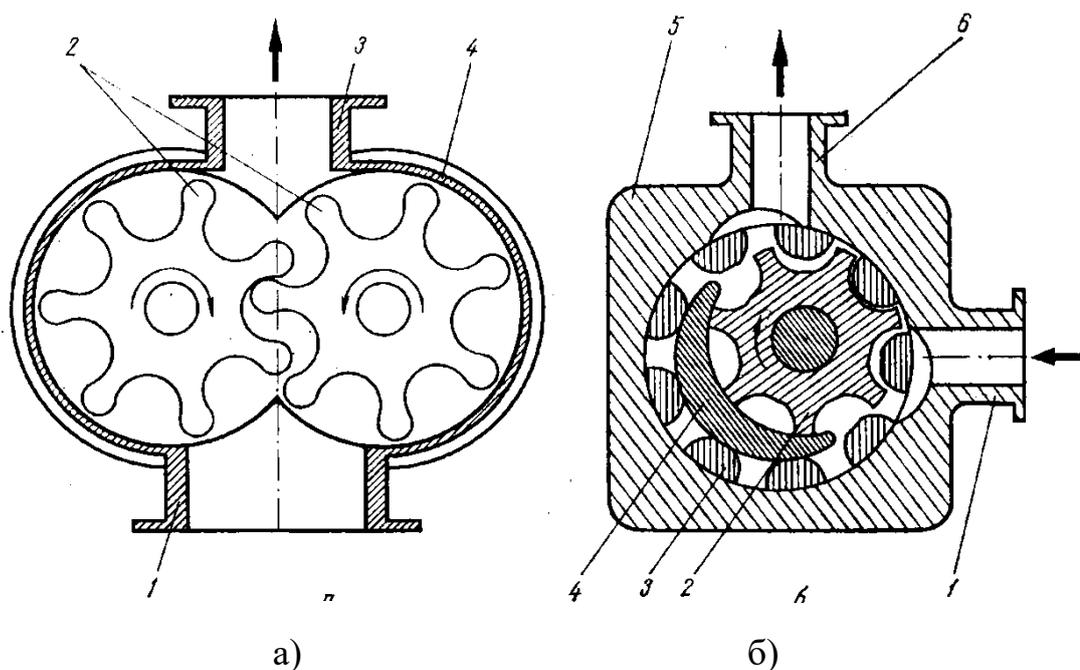


Рис. 2.2. Типы шестеренчатых насосов

а) наружное зацепление зубьев; 1-всасывающий канал; 2-колеса; 3-канал привода; 4-корпус насоса; б) внутреннее зацепление зубьев; 1- всасывающий канал; 2-ведомая (внутренняя) шестерня; 3-ведущая (наружный) шестерня; 4-вкладыш полумесяце образный; 5-корпус насоса; 6-нагнетающий канал.

При проектировании шестеренчатого насоса модуль сдвига определяется по следующей эмпирической формуле:

$$m = (0,3 \div 0,5)\sqrt{Q_H} , \quad (2.4)$$

здесь Q_H – теоретический расход жидкости насосом, л/мин.

Расчетное значение m определяют путем выбора ближайшего значения по ГОСТ. Количество зубьев выбирается из интервала $z=6\div 16$, с меньшим значением для большего модуля. Скорость вращения колеса выбирается из интервала $v=10\div 20$ м/с. Ширина колеса определяется по правилу $b=(4\div 6)m$.

Формула для определения статической силы, действующей на шестерню в результате давления радиальных сил жидкости:

$$F = bDp_H \quad (2.5)$$

здесь D — диаметр окружности вершины шестерни.

Полезная мощность шестеренчатого насоса определяется по следующей формуле:

$$N_H = Q_H p_H \quad (2.6)$$

где p_H — максимальное давление, которое может создать шестеренчатый насос, Па.

Общая производительность шестеренчатого насоса:

$$N_{уН} = \frac{N_H}{\eta_0} \quad (2.7)$$

где η_0 — КПД шестеренного насоса (НШ).

Определив общую мощность шестеренчатого насоса, мы сможем подобрать источник энергии (ДВС, электродвигатель и т. д.), способный обеспечить мощность, необходимую для вращения насоса.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Назначение шестеренчатого гидронасоса.
2. Область применения шестеренчатого гидронасоса.
3. Какие типы шестеренчатых гидронасосов широко применяются?
4. Преимущества шестеренчатых гидронасосов.
5. Каким методом определяют параметры шестерни гидронасоса?

Пример: По приведенным данным определите основные параметры шестеренчатого насоса. $Q_H=60$ л/мин, $p_H=2$ МПа, $n=1450$ об/мин, число зубьев на шестерне $z=14$, $\eta_0=0,92$.

Пример решения задачи: Теоретический расход жидкости:

$$Q_H = \frac{Q}{\eta_0} = \frac{60}{0,92} = 65 \text{ л/мин}$$

Определяем модуль зацепления шестерни:

$$m = 0,5\sqrt{Q_H} = 0,5\sqrt{65}=4 \text{ мм}$$

Диаметр начальной окружности шестерни

$$D = m \cdot z = 4 \cdot 14 = 56 \text{ мм}$$

Ширина шестерни определяется по формуле:

$$b = \frac{Q_H}{2\pi m^2 z n} = \frac{65 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 14 \cdot 1450} = 3 \text{ см}$$

Рабочий объем насоса:

$$q = \frac{Q_H}{n} = \frac{65 \cdot 10^3}{1450} = 45 \text{ см}^3$$

Полезная мощность насоса:

$$N_H = Q_H p_H = 60 \cdot 2 \cdot 10^3 = 2 \text{ кВт}$$

Приводная мощность:

$$N_{уН} = \frac{N_H}{\eta_0} = \frac{2}{0,92} = 2,18 \text{ кВт}$$

Индивидуальное задание:

Таблица 2.1

| Дано | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Q_H , л/мин | 80 | 85 | 90 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 77 | 63 | 52 | 38 |
| p_H , МПа | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 3 | 5 | 6 | 4 | 10 | 11 |
| n , об/мин | 1150 | 1200 | 1250 | 1300 | 1350 | 1400 | 1410 | 1450 | 1500 | 1550 | 1600 | 1650 | 1680 | 1700 | 1720 |
| z | 16 | 15 | 14 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 15 | 14 | 13 | 12 |
| η_0 | 0.95 | 0.93 | 0.90 | 0.91 | 0.92 | 0.98 | 0.96 | 0.88 | 0.89 | 0.9 | 0.91 | 0.92 | 0.88 | 0.94 | 0.95 |

Практическая работа №3

Определение основных параметров автомобильного гидравлического домкрата

Цель работы: Изучить основные параметры автомобильного гидравлического домкрата. Принцип работы и расчет максимальной грузоподъемности гидравлического домкрата.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

Гидравлические домкраты отличаются от других видов домкратов простотой изготовления, высоким КПД, большой грузоподъемностью, надежностью и компактностью. В гидравлическом домкрате подъемным элементом является шток 1. Для увеличения высоты подъема винт 2 часто устанавливают в верхней части штока. Шток перемещается в корпусе 3, в корпусе имеется бак 4, заполненный смесью минерального масла или воды и

глицерина. Бак 4 заполняется путем открытия пробки 5. Подъем груза осуществляется путем ручного перемещения плунжера 6 и прогона жидкости через клапан 8 в пространство под штоком 7. Для выгрузки груза кран 9 открывается и жидкость из пространства под штоком 7 стекает в бак 4.

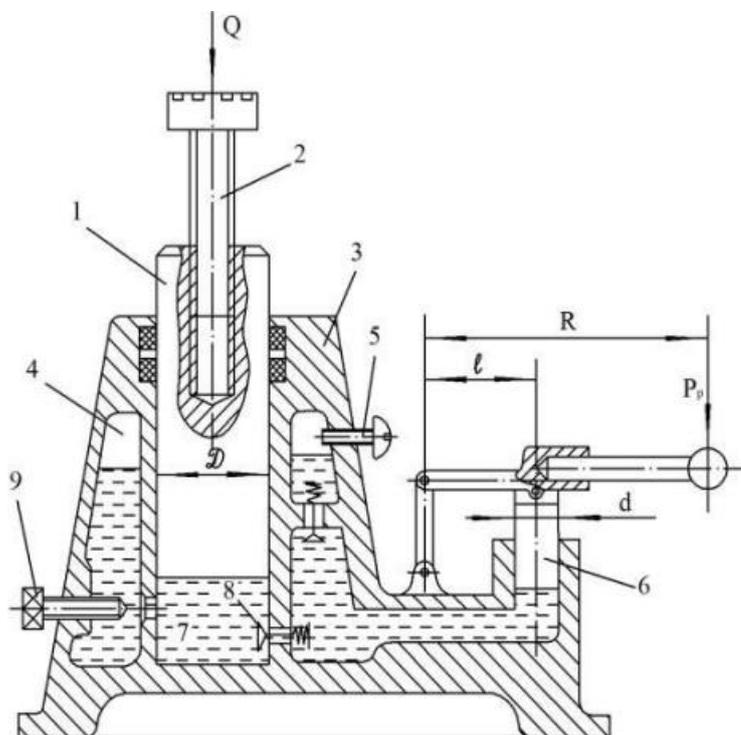


Рис. 3.1. Принципиальная схема расчета основных параметров гидродомкрата:

1-шток; 2- винт; 3- корпус; 4-ёмкость; 5-пробка; 6-плунжер; 7-место под валом; 8-клапанный; 9-кран;

Максимальная грузоподъемность домкрата определяется по следующей формуле:

$$Q = \frac{P_p U D^2 \eta}{d^2}, \quad (3.1)$$

где $P_p \leq 300$ – усилие в рукоятке, Н; D и d - диаметры штока и плунжера соответственно, м; η – КПД домкрата (среднее значение принято равным $\eta=0,7$); U — величина, выражающая отношение между длинами рычага, определяется следующим образом:

$$U = \frac{R}{l} \quad (3.2)$$

R - общая длина рукоятки, для автомобильных домкратов $R \leq 0,5$ м; l - длина плеча плунжера, $l=0,02...0,03$ м.

Диаметр плунжера выбирают в пределах 0,008...0,01 м. Диаметр штока домкрата определяется по следующей формуле:

$$D = \sqrt{\frac{Qd^2}{P_p U \eta}} \quad (3.3)$$

Формула для определения рабочего давления при подъеме штока:

$$p_0 = \frac{4P_p U \eta}{\pi d^2} \quad (3.4)$$

Определить эффективность насосной части можно по следующей формуле:

$$V = \frac{\pi d^2}{4 * 60} h n c_1 \quad (3.5)$$

здесь h - путь движения плунжера, конструктивно $h=(0,7\div 0,9)l$, м; n - количество движений плунжера в минуту ($n \leq 30$ по нормам Давтехназорат), c_1 - коэффициент использования домкратного насоса (эта величина эквивалентна объемному КПД насоса), $c_1 = 0,95\div 0,98$.

Скорость подъема груза определяется по следующей формуле:

$$v_y = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (3.6)$$



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Назначение автомобильного гидравлического домкрата.
2. Принцип работы обратного клапана.
3. Функции перепускного клапана.
4. Принцип работы телескопического гидравлического домкрата.
5. Как определяется максимальная грузоподъемность гидравлического домкрата?

Пример: Рассчитать основные параметры гидравлического домкрата по следующим данным: $P_p=150$ Н, $D=160$ мм, $d=16$ мм, $U=13$, $h=9$ мм, $\eta=0,75$, $H=185$ мм.

Пример решения задачи: Определим действующую силу на плунжер:

$$P_n = P_p U \eta = 150 * 13 * 0,75 = 1,462 \text{ кН}$$

Определяем давление жидкости, закачиваемой в цилиндр:

$$p = \frac{4P_n}{\pi d^2} = \frac{4 * 1462}{\pi * 16^2} = 7,27 \text{ Мпа}$$

Определяем грузоподъемность гидравлического домкрата:

$$Q = p \frac{\pi D^2}{4} = 7,27 * \frac{\pi * 160^2}{4} = 146,1 \text{ кН}$$

Определяем массу груза, которую может выдержать гидравлический домкрат:

$$m = \frac{Q}{g} = \frac{146,1}{9,8} = 14,9 \text{ т}$$

Определяем рабочий объем гидравлического домкрата в единицу времени:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h n c_1 = \frac{\pi * 16^2}{4} * 9 * 30 * 0,95 = 51,5 \text{ см}^3/\text{мин}$$

Определяем скорость подъема штока под нагрузкой:

$$v_y = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 * 51,5}{\pi * 160^2} = 0,25 \text{ см/мин}$$

Время, необходимое для подъема груза на заданную высоту:

$$t = \frac{H}{v_y} = \frac{185}{0,25} = 74 \text{ мин}$$

Индивидуальное задание:

Таблица 3.1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|
| $P_p, \text{Н}$ | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 85 | 65 | 95 | 75 | 105 | 110 | 120 | 115 | 140 | 150 |
| $D, \text{мм}$ | 180 | 184 | 185 | 190 | 200 | 180 | 190 | 200 | 180 | 200 | 190 | 195 | 175 | 180 | 190 |
| $d, \text{мм}$ | 17 | 18 | 19 | 20 | 17 | 18 | 19 | 20 | 17 | 18 | 19 | 20 | 20 | 18 | 19 |
| U | 10 | 12 | 10 | 14 | 12 | 14 | 15 | 15 | 14 | 12 | 10 | 10 | 12 | 15 | 14 |
| $h, \text{мм}$ | 8 | 10 | 12 | 15 | 14 | 15 | 12 | 10 | 8 | 14 | 8 | 10 | 12 | 15 | 17 |
| η | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| $H, \text{мм}$ | 180 | 190 | 200 | 185 | 195 | 205 | 180 | 190 | 200 | 185 | 195 | 205 | 180 | 190 | 200 |

Практическая работа №4

Определение основных параметров работы гидравлической тормозной системы

Цель работы: Изучить основные параметры работы гидравлической тормозной системы. Принцип работы и расчет привода гидравлической тормозной системы.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

Расчет производительности гидравлической тормозной системы заключается в определении диаметров главного цилиндра и рабочих цилиндров на барабане передних и задних колес, усилия прикладываемого к педали тормоза, пути ее перемещения, передаточного числа педали тормоза, передачи мощности тормозной системы.

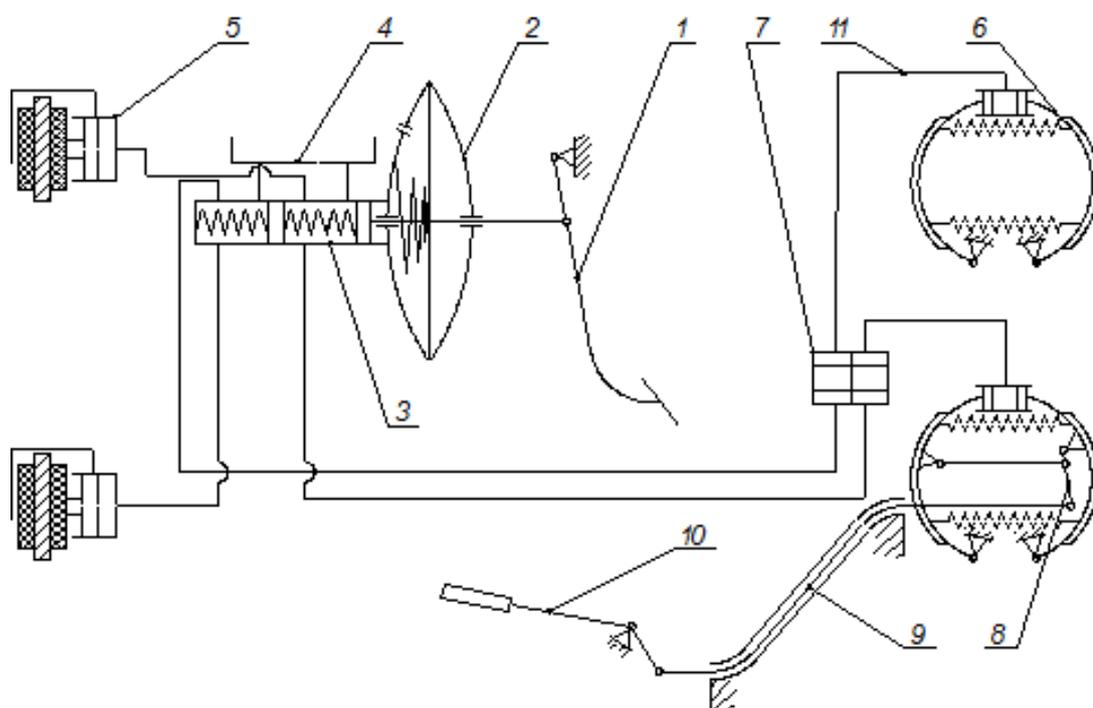


Рис. 4.1. Схема гидравлической тормозной системы.

1-педаль; 2-вакуумный усилитель; 3-главный тормозной цилиндр; 4-бак; 5-передний тормозной механизм (дисковый); 6-задний тормозной механизм (барабан); 7-регулятор потока мощности тормозной жидкости; 8-механизм стояночного тормоза; 9-трос; 10-рычаг стояночного тормоза; 11-трубопроводов.

Согласно требованиям ОСТ 37.001.016-70 усилие, прикладываемое к педали тормоза при наиболее опасном торможении, не превышает у легковых автомобилей и автобусов 500 Н, у грузовых автомобилей - 700 Н. Максимальное давление в тормозных системах не должно превышать $p_{max} = 5 \dots 10$ МПа.

При работе давление в тормозной магистрали должно быть $p_{раб}=2...3$ МПа. С учетом изложенного диаметр цилиндра, сжимающего одну тормозную колодку за счет давления масла, можно определить из следующего выражения (рис. 4.2):

$$d_k = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_{max}}}, \quad (4.1)$$

здесь P - сжимающая сила, действующая тормозным цилиндром на тормозную колодку, Н. Результат округляется до ближайшего большего значения по ГОСТ 6540-68.

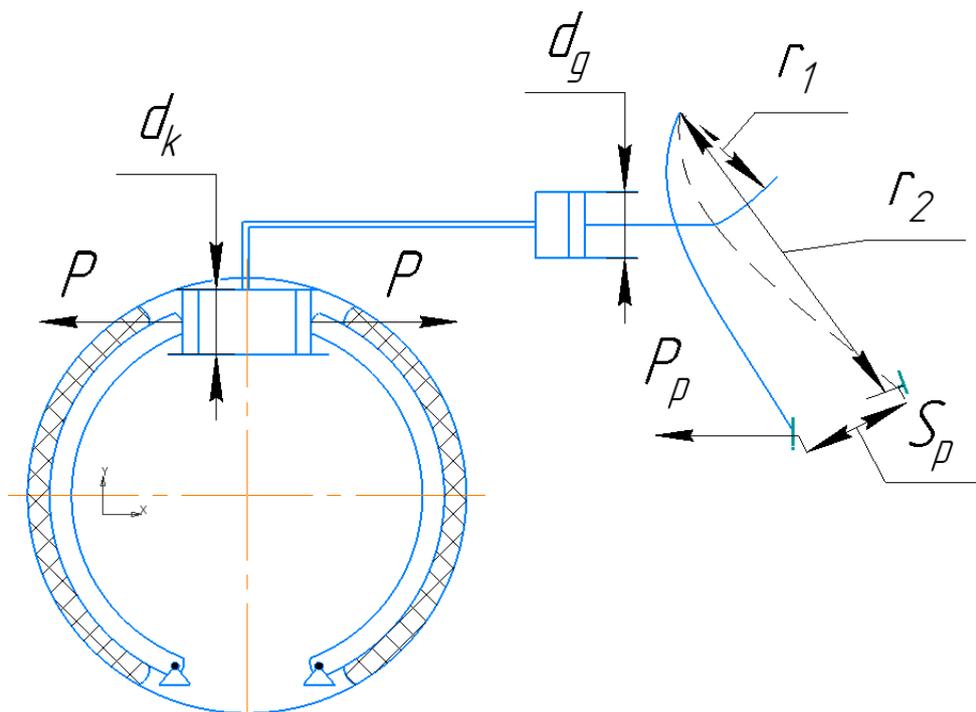


Рис. 4.2. Расчетная схема привода гидравлической тормозной системы

Для определения сжимающей силы на тормозной колодке необходимо определить тормозной момент и тормозную силу. Определив тормозную силу, мы можем определить силу сжатия на колодке.

Определим тормозной момент, действующий на задние колеса при торможении колес (рис. 4.3):

$$M_{TK} = \mu \cdot B \cdot r^2 \cdot \beta \cdot q_0 \quad (4.2)$$

Здесь μ -коэффициент трения, $\mu = 0,3 \div 0,5$; B -ширина тормозной колодки, мм; r - радиус тормозного барабана, мм; β - центральный угол на рабочей поверхности колодки, рад, $\beta = 2 \div 2,2$ рад; Среднее удельное давление колодки q_0 , действующее на барабан, Н/м².

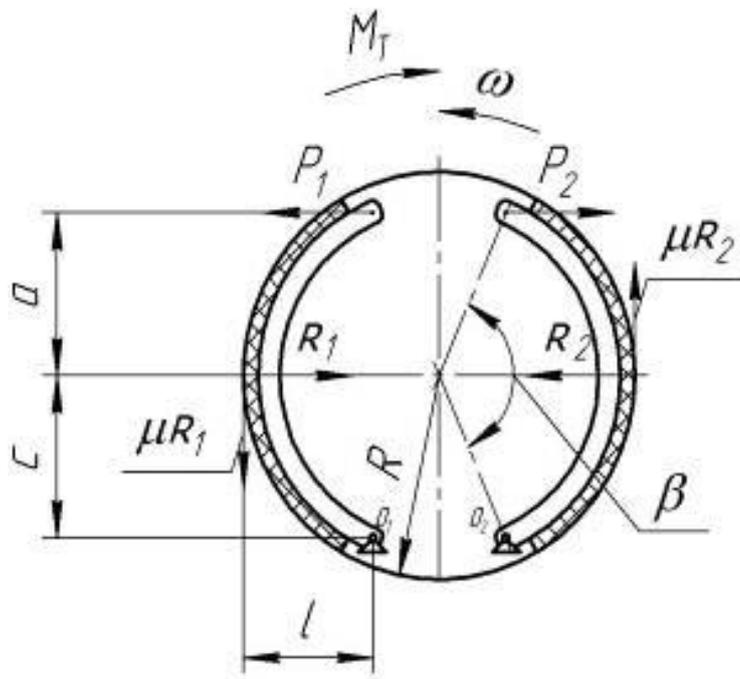


Рис. 4.3. Схема определения тормозного момента и силы торможения

Максимальное усилие сжатия тормозной колодки определяем из следующего выражения:

$$P_k = \frac{M_{TK} \left(\frac{c}{\mu \cdot r} + 1 \right)}{2(a + c)} \quad (4.3)$$

а, с - длина плеча при воздействии сил, м.

Количество рабочей жидкости, поступающей в тормозные цилиндры колес:

$$W_s = 15,57 \cdot d_k^2 \cdot S \quad (4.4)$$

здесь d_k – диаметр колесного тормозного цилиндра, мм; Ход поршня в цилиндре - S, мм $S = (0,3 \div 0,35) d_k$.

Определяем диаметр главного цилиндра по следующей формуле:

$$d_{gs} = \sqrt[3]{1,28 \cdot W_s \cdot \eta_a} \quad (4.5)$$

здесь η_a – коэффициент увеличения объема системы за счет деформации в трубах, $\eta_a = 0,95 \div 0,98$.

Определим давление, создаваемое в тормозной системе, следующим образом:

$$p = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_k^2} \quad (4.6)$$

По найденному давлению необходимо определить усилие на штоке главного цилиндра:

$$P_{gs} = \frac{\pi \cdot d_{gs}^2}{4} \cdot p \quad (4.7)$$

Усилие на педали тормоза можно определить по усилию на главном гидроцилиндре:

$$F_{np} = \frac{P_{gs}}{u_{np}} \quad (4.8)$$

передаточное число педали u_{np} определяется как:

$$u_{np} = \frac{r_2}{r_1} \quad (4.9)$$

Если в системе имеется вакуумный усилитель, усилие на педали тормоза рассчитывается следующим образом:

$$F_{np} = \frac{P_{gs} - P_{vu}}{u_{np}}, \quad (4.10)$$

где P_{vu} — мощность, генерируемая вакуумным усилителем, Н.

$$P_{vu} = \frac{\pi \cdot D_{vu}^2}{4} \cdot \Delta p \quad (4.11)$$

здесь D_{vu} - диаметр поршня вакуумного усилителя, мм; Δp - давление разрежения в вакуумном усилителе, $\Delta p=0,02\dots0,05$ МПа.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Назначение гидравлической тормозной системы.
2. Объясните схематично, как работает гидравлическая тормозная система?
3. Как оценивается эффективность работы гидравлической тормозной системы?
4. Какими свойствами должна обладать тормозная жидкость?
5. Какие тормозные механизмы чаще всего ставят на грузовых автомобилях и тракторах?

Пример: определить основные параметры торможения автомобиля Lacetti по следующим данным: $r=127$ мм; $B=97$ мм; $q_0=0,04$ МПа; $a=93$ мм; $c=82$ мм; $u_{np}=5$.

Пример решения задачи: Определяем тормозной момент на колесах:

$$M_{TK} = \mu \cdot B \cdot r^2 \cdot \beta \cdot q_0 = 0.3 * 97 * 127^2 * 2 * 0.04 = 37,55 \text{ Нм}$$

Определяем максимальное усилие сжатия тормозной колодки:

$$P_k = \frac{M_{TK} \left(\frac{c}{\mu \cdot r} + 1 \right)}{2(a + c)} = \frac{37.55 * \left(\frac{0.082}{0.3 \cdot 0.127} + 1 \right)}{2 * (0.093 + 0.082)} = 338.2 \text{ Н}$$

Определяем диаметр рабочего цилиндра в колесном барабане тормоза:

$$d_k = \sqrt{\frac{4P}{\pi \rho_{max}}} = \sqrt{\frac{4 * 338.2}{3.14 * 5}} = 12.84 \text{ мм}$$

По ГОСТ 6540-68 принимаем $d_k=16$ мм.

Определяем количество рабочей жидкости, поступающей в рабочие цилиндры:

$$W_s = 15,57 \cdot d_k^2 \cdot S = 15.57 * 16^2 * 5 = 1.99 * 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$S = 0.3 * 16 = 5 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр главного цилиндра:

$$d_{gs} = \sqrt[3]{1,28 \cdot W_s \cdot \eta_a} = \sqrt[3]{1,28 * 1.99 * 10^{-6} * 0.95} = 18.4 \text{ мм}$$

По ГОСТу 6540-68 принимаем равным $d_{gs} = 20$ мм

Определяем давление, создаваемое в тормозной системе:

$$p = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_k^2} = \frac{4 \cdot 338.2}{3.14 \cdot 16^2} = 1.68 \text{ МПа}$$

Определяем усилие на штоке главного цилиндра:

$$P_{gs} = \frac{\pi \cdot d_{gs}^2}{4} \cdot p = \frac{3.14 \cdot 20^2}{4} \cdot 1.68 = 527.52 \text{ Н}$$

Определяем усилие, приходящееся на педаль тормоза:

$$F_{np} = \frac{P_{gs}}{u_{np}} = \frac{527.52}{5} = 105.54 \text{ Н}$$

Индивидуальное задание:

Таблица 4.1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $r, \text{ мм}$ | 135 | 138 | 142 | 118 | 115 | 128 | 157 | 122 | 151 | 112 | 132 | 130 | 145 | 140 | 150 |
| $B, \text{ мм}$ | 63 | 86 | 76 | 85 | 67 | 70 | 80 | 88 | 64 | 68 | 85 | 82 | 72 | 70 | 65 |
| $q_0, \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$ | 2 | 8 | 4 | 5 | 8 | 6 | 2 | 7 | 4 | 5 | 3 | 6 | 2 | 8 | 4 |
| $a, \text{ мм}$ | 74 | 76 | 80 | 54 | 55 | 66 | 78 | 61 | 74 | 52 | 63 | 64 | 71 | 69 | 76 |
| $c, \text{ мм}$ | 62 | 60 | 72 | 50 | 50 | 62 | 72 | 54 | 67 | 55 | 58 | 57 | 64 | 61 | 69 |
| u_{np} | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 | 4 | 4.5 | 5 | 5.5 | 6 | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 | 4 | 4.5 |

Практическая работа №5

Определение основных параметров фрикционных гидropоджимыми муфтами коробок передач.

Цель работы: Изучить основные параметры фрикционных гидropоджимыми муфтами коробок передач, принцип работы и расчет основных параметров.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

В настоящее время для передачи движения от одного вала к другому широко применяются многодисковые муфты, поверхности трения которых прижимаются друг к другу под действием давления масла. Муфты, работающие от давления масла, называются гидравлическими муфтами.

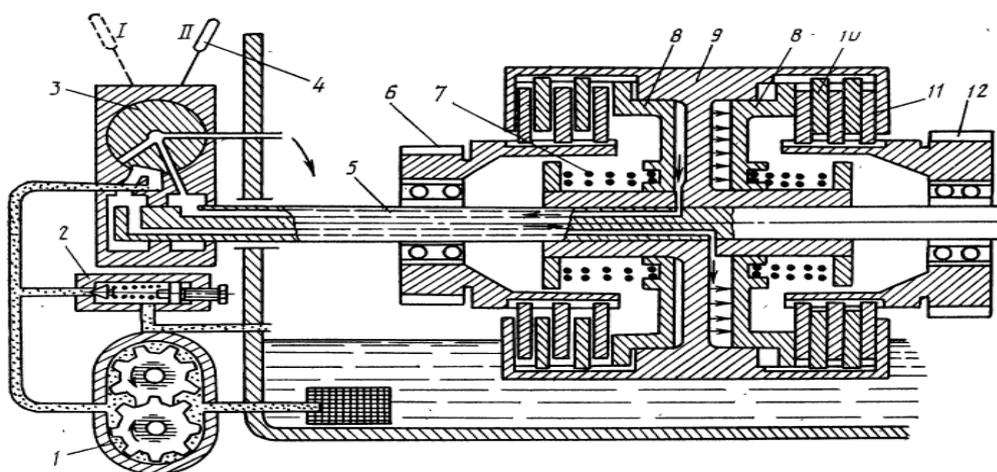


Рис. 5.1. Трансмиссия с гидромуфтой:

1-гидронасос, 2-предохранительный клапан, 3-распределитель, 4-рычаг управления, 5-вал приводной, 6 и 12- зубчатые колеса, 7- пружина, 8- поршни сжатия, 9- барабан направляющий, 10 и 11- фрикционные диски.

Сила сжатия масла в цилиндре, необходимая для создания заданной силы сжатия, определяется следующим образом.

$$Q = P_{st} - P_{pr} + P_s \quad (5.1)$$

Здесь Q — сила, действующая на поверхность трения для передачи крутящего момента; P_{st} — сила статического давления масла, действующая на поршень; P_{pr} — начальная сила сжатия пружины; P_s — центробежная сила, создаваемая маслом в полости поршня и вращающаяся вместе с муфтой.

Требуемое значение Q определяется из следующей формулы:

$$Q = \frac{\beta M_n}{(\mu R_{cp} i)} \quad (5.2)$$

В данном случае b — коэффициент запаса, $b=1,5 \div 1,8$; i -количество трущихся поверхностей; M_n - номинальный крутящий момент; m - коэффициент

трения, коэффициенты трения некоторых материалов приведены в таблице 5.1; R_{cp} - радиус действия силы трения;

$$R_{cp} = \frac{2 R_2^3 - R_1^3}{3 R_2^2 - R_1^2} \quad (5.3)$$

где R_1 и R_2 — внутренний и внешний радиусы трущихся поверхностей. Ниже указана зависимость между ними:

$$\frac{R_2}{R_1} = 1,2 \div 1,4$$

Сила статического давления масла, действующая на поршень, определяется следующим образом:

$$P_{st} = p_{st} F_p \quad (5.3)$$

здесь $p_{cm}=0,5 \div 1,5$ МПа статическое давление масла; F_p -поверхность поршня.

Связь между муфтой сцепки и поверхностью поршня определяется ниже следующей формулой:

$$\frac{F_d}{F_p} = 1.03 \div 1.23 \quad (5.4)(2)$$

Таблица 5.1

Коэффициенты трения различных фрикционных материалов и применяемые предельные давления

| Материал одной поверхности трения (второй материал сталь) | Коэффициент трения | | Предельное давление МПа | |
|---|--------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | Сухое трение | Трение в масляной ванне | Сухое трение | Трение в масляной ванне |
| Сталь и чугун | 0.15÷0.18 | 0.03÷0.07 | 0.2÷0.25 | до 1 |
| Райбест | 0.3÷0.4 | - | 0.15÷0.25 | - |
| Асбокаучук | 0.4÷0.5 | 0.1÷0.12 | 0÷0.2 | до 0.3 |
| Асбобакелит | 0.35÷0.45 | 0.1÷0.12 | 0.1÷0.3 | до 0.3 |
| Металлокерамика | 0.4÷0.5 | 0.1÷0.12 | 0.4÷0.6 | до 3 |

Центробежную силу P_s , действующую на дно поршня, можно определить следующим способом:

$$P_s = \frac{\pi}{4} \rho \omega^2 (R_2^4 - R_1^4) \quad (5.5)$$

где r — плотность нефти, $r=900$ кг/м³; число оборотов вала ω -муфты, рад/с; На основании формулы (1) следует равенство:

$$P_{st} = p_{st}F_p = Q + P_{pr} - P_s \quad (5.6)$$

Статическое давление, необходимое для передачи крутящего момента в системе:

$$p_{st} = \frac{Q + P_{pr} - P_s}{F_p} \quad (5.7)$$

На поршень и диск всегда действует центростремительная сила P_s . Пружины сжатия устанавливаются в многодисковых фрикционах для обеспечения чистоты работы, то есть служат для разделения трущихся поверхностей при неработающем сцеплении. Сила сжатия этой пружины должна преодолевать силу трения и центростремительную силу в механизме P_{pr} .

Сила действие пружины на фрикционы будет равна $P_{pr} = 1 \div 6$ кН. Учитывая силы трения между дисками, мы можем также определить силу сжатия пружины следующим образом.

$$P_{pr} = P_s + (0,8 \div 1,0) \text{кН} \quad (5.8)$$

Необходимая подача жидкости в силовой цилиндр в промежутке времени

$$q_s = \frac{V_s}{\tau k_t} \quad (5.9)$$

Здесь V_s – вместимость цилиндра, τ - время перемещения поршня, k_t - коэффициент наполнения, $k_t = 0,6 \dots 0,8$.

Диаметры фрикционных дисков, установленных внутри коробки переменных передач для трактора Т-150К: наружный диаметр 214 мм, внутренний диаметр 165 мм. Для трактора К-700: наружный диаметр 280 мм, внутренний диаметр 230 мм.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Принцип работы фрикционных гидropоджимных муфт коробок передач.
2. Назначение гидropоджимными муфтами коробок передач.
3. Из каких материалов изготавливается фрикционны?
4. Преимущества гидropоджимных муфт коробок передач?
5. Каким методом определяют параметры гидropоджимных муфт коробок передач?

Пример: определите сжимающую силу гидроподжимных фрикционных муфт. Дано энергетическое средство двигателя Д-21А, внешний $D_2=180$ мм и внутренний диаметры $D_1=100$ мм диска сцепления изготовленного из материала райбест, количество рабочих поверхностей $i=4$, сила сопротивления пружины $P_{pr}=2$ кН;

Пример решения задачи: определяем средний радиус гидроподжимного фрикционного диска

$$R_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{4} = \frac{180 + 100}{4} = 70 \text{ мм}$$

Определяем сжимающую силу пружины:

$$Q = \frac{\beta M_n}{\mu R_{cp} i} = \frac{1.6 * 96}{0.3 * 70 * 4} = 1.83 \text{ кН}$$

Определяем P_s центробежную силу, действующую на нижнее основание цилиндра.

$$P_s = \frac{\pi}{4} \rho \omega^2 (R_2^4 - R_1^4) = \frac{3.14}{4} * 900 * 188.5^2 * (90^4 - 50^4) = 1.5 \text{ кН}$$

Определим статическое давление масла, действующее на поршень:

$$P_{st} = Q + P_{pr} - P_s = 1.83 + 2 - 1.5 = 2.33 \text{ кН}$$

Определим площадь сцепления гидроподжимных муфт:

$$F_d = \pi (R_2^2 - R_1^2) = 3.14 * (90^2 - 50^2) = 17,6 * 10^{-3} \text{ м}^2$$

Из выше найденной формулы определяем поверхность поршня, рекомендуется принять соотношение значения 1,2

$$F_p = \frac{F_d}{1.2} = \frac{17.6}{1.2} = 14.7 * 10^{-3} \text{ м}^2$$

Определяем статическое давление в системе:

$$p_{st} = \frac{Q + P_{pr} - P_s}{F_p} = \frac{2.33}{14.7} = 0.16 \text{ МПа}$$

Индивидуальное задание:

Таблица 5.2

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|--------|------|--------|------|-------|--------|-------|--------|
| Марка двигателя | Д-120 | Д-37Е | Д-144 | Д-65М | Д-50 | Д-240 | Д-241 | Д-260Г | СМД- | СМД-19 | А-41 | Д-440 | А-01МЛ | А-01М | СМД-80 |
| D_2 , мм | 180 | 180 | 190 | 190 | 190 | 200 | 200 | 200 | 225 | 225 | 225 | 280 | 280 | 280 | 300 |
| D_1 , мм | 120 | 125 | 110 | 130 | 140 | 120 | 130 | 140 | 140 | 150 | 160 | 165 | 180 | 200 | 200 |
| i | 3 | 5 | 6 | 4 | 3 | 5 | 6 | 7 | 3 | 5 | 6 | 4 | 7 | 5 | 6 |
| P_{pr} , кН | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 5 |

Таблица 5.4.

Параметры отечественных тракторных дизелей

| Марка двигателей | $M_{дн}$ Нм | $\omega_{дн}$ рад/сек | $\omega_{дх}$ рад/сек | $\omega_{дм}$ рад/сек | κ | J_d кг · м ² |
|------------------|----------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----------|------------------------------|
| Д-21А | 96 | 188,5 | 204 | 136 | 1,12 | 1,4 |
| Д-120 | 101 | 209,4 | 220 | 157 | 1,12 | 0,9 |
| Д-37Е | 195 | 188,5 | 204 | 141 | 1,12 | 1,7 |
| Д-144 | 196 | 188,5 | 204 | 141 | 1,12 | - |
| Д-48М, ЈІ, Т | 215 | 157,6 | 181 | 115 | 1,12 | 2,5 |
| Д-65М | 240 | 183,3 | 196 | 146 | 1,12 | - |
| Д-50 | 225 | 178,0 | 192 | 115 | 1,12 | 1,4 |
| Д-240 | 239 | 230,4 | 248 | 147 | 1,12 | 2,2 |
| Д-241 | 232 | 219,9 | 237 | 147 | 1,12 | - |
| Д-260Т | 263 | 230,4 | 248 | 157 | 1,12 | - |
| СМД-14АН, БН, НГ | 313 | 188,5 | 204 | 141 | 1,12 | 2,5 |
| СМД-17КН, 18КН | 370 | 199,0 | 214 | 141 | 1,10 | 2,2 |
| СМД-18Н | 370 | 188,5 | 204 | 141 | 1,15 | - |
| СМД-19,20 | 445 | 199,0 | 214 | 141 | 1,10 | - |
| А-41 | 361 | 183,3 | 201 | 126 | 1,15 | 2,5 |
| Д-440 | 361 | 183,3 | 201 | 126 | 1,34 | 2,5 |
| А-0ІМЈІ | 490 | 167,6 | 181 | 126 | 1,15 | 4,5 |
| А-0ІМ | 540 | 178,0 | 193 | 126 | 1,15 | 4,5 |
| СМД-60 | 525 | 209,4 | 228 | 159 | 1,15 | 3,8 |
| СМД-62 | 550 | 219,9 | 239 | 160 | 1,15 | 3,8 |
| СМД-72 | 669 | 219,9 | 239 | 147 | 1,10 | - |
| СМД-80 | 836 | 219,9 | 239 | 160 | 1,15 | - |
| ЯМЗ-238НБ | 825 | 178,0 | 203 | 131 | 1,10 | 5,2 |
| ЯМЗ-240 | 1000 | 199,0 | 221 | 157 | 1,10 | - |
| Д-108Б | 709 | 112,1 | 120 | 79 | 1,10 | - |
| Д-160 | 902 | 130,9 | 145 | 89 | 1,10 | 7,8 |
| Д-160Б | 920 | 112,1 | 120 | 79 | 1,10 | - |
| В-31 | 1400 | 157,1 | 188 | 110 | 1,11 | - |
| Д-180 | 1130 | 115,2 | 125 | 81 | 1,05 | 4,2 |
| 8ДВТ-330 | 1404 | 178,0 | 197 | 136 | 1,12 | - |

Практическая работа №6

Определение основных параметров механизма гидравлического привода блокировки дифференциала.

Цель работы: Изучить основные параметры механизма гидравлического привода блокировки дифференциала, принцип работы и расчет основных параметров.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

Дифференциалом называется механизм трансмиссии, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с неодинаковыми скоростями.

Максимальный крутящий момент, который может быть передан дифференциалом на выходные валы Z , определяется на ведущем колесе, имеющем большее буксование, то есть худшее сцепление с дорогой или грунтом. Эта особенность дифференциала является его существенным недостатком (ограниченная проходимость и тяговые качества трактора). Поэтому в конструкцию дифференциала вводят специальные устройства, называемые механизмами блокировки.

Привод к механизму блокировки дифференциала может быть механическим (ЮМЗ-6М/6Л), гидравлическим (МТЗ-80/82) или пневматическим (межосевой дифференциал автомобилей КамАЗ).

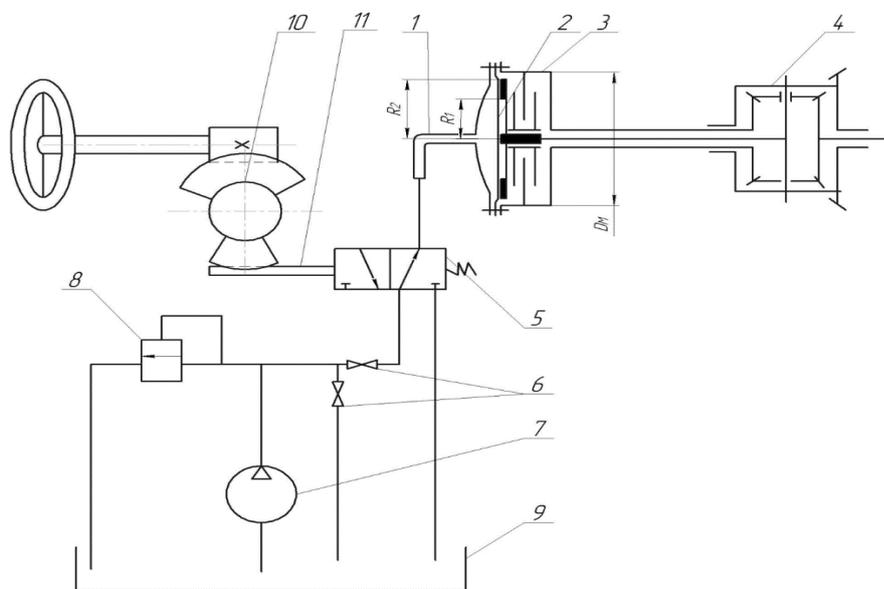


Рис. 6.1. Схема гидропривода муфты блокировки дифференциала:
1-маслопровод; 2-диафрагма; 3-сцепление; 4-дифференциал; 5-распределитель; 6-кран; 7-гидронасос; 8-накопительный клапан; 9-бак; 10-рулевой механизм; 11-рейка управления распределителем.

На рис. 6.1. показана схема принудительно-блокируемого дифференциала, работающего за счет гидромуфты, которая блокируется за счет сжатия трущихся поверхностей. Маслопровод гидравлическая поджимная муфта, соединен с рулевым механизмом, через распределитель. При прямолинейном движении трактора масло через распределитель поступает к диафрагме, через сжимающей комплект фрикционных дисков, блокируется дифференциал.

Исполнительным элементом механизма блокировки дифференциала служит фрикционная муфта с гидравлическим сжатием дисков, размещенная на корпусе трансмиссии, в кожухе левого тормоза. Когда муфта включена (ее диски сжимаются силой давления масла), ведущая шестерня левой конечной передачи трактора через специальный вал соединяется жестко с крестовиной дифференциала, а следовательно, и с его корпусом, и дифференциал блокируется. Для включения и выключения блокировки в системе гидравлического усилителя рулевого управления установлен датчик углового перемещения направляющих колес. Датчик управляет действием исполнительного механизма — муфты, автоматически включая и выключая ее в зависимости от угла поворота направляющих колес трактора.

Исполнительным элементом механизма блокировки дифференциала служит фрикционная муфта с гидравлическим сжатием дисков, размещенная на корпусе трансмиссии, в кожухе левого тормоза. Когда муфта включена (ее диски сжимаются силой давления масла), ведущая шестерня левой конечной передачи трактора через специальный вал соединяется жестко с крестовиной дифференциала, а следовательно, и с его корпусом, и дифференциал блокируется. Для включения и выключения блокировки в системе гидравлического усилителя рулевого управления установлен датчик углового перемещения направляющих колес. Датчик управляет действием исполнительного механизма — муфты, автоматически включая и выключая ее в зависимости от угла поворота направляющих колес трактора.

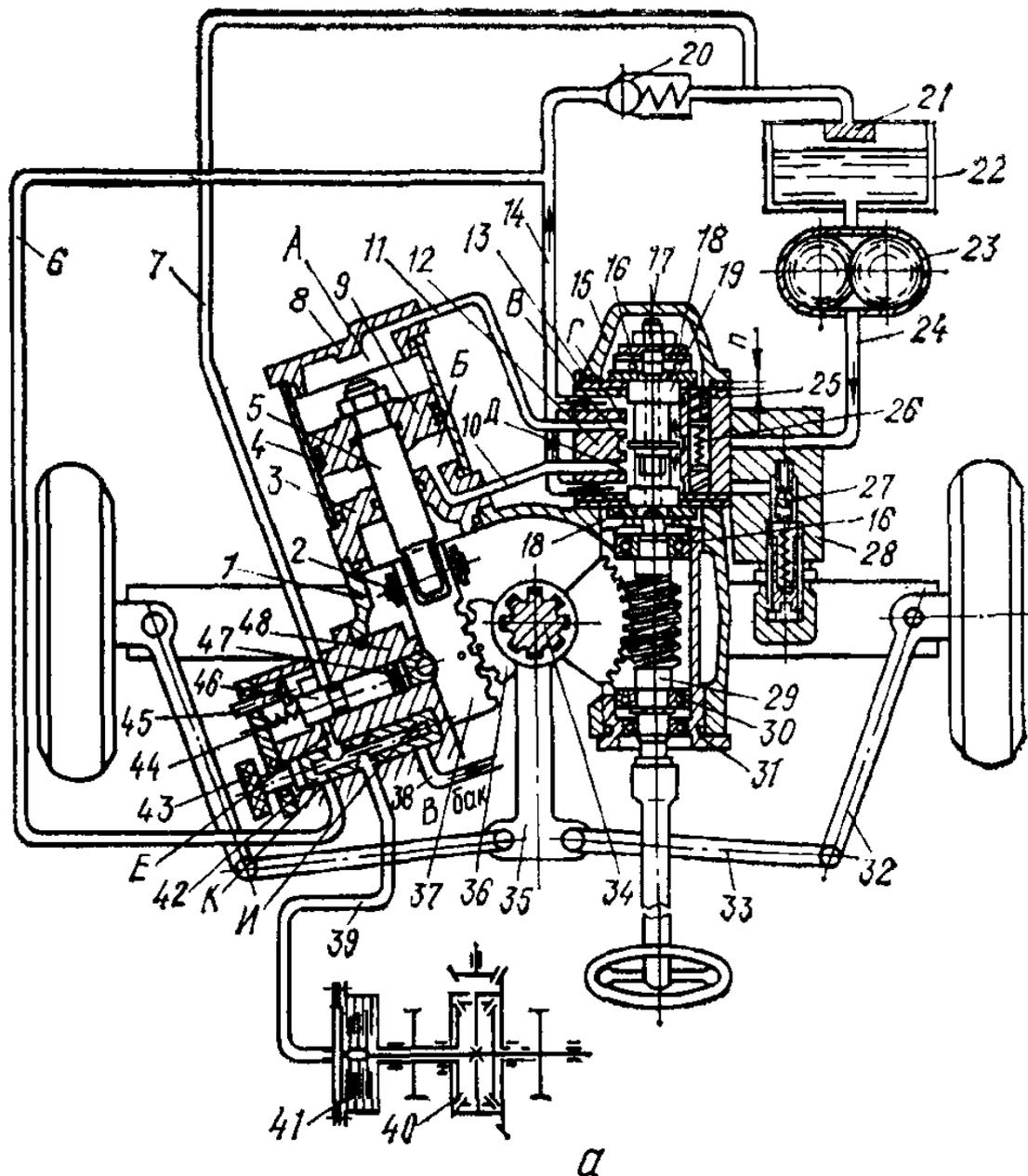


Рис. 6.2 Система АБД (автоматическая блокировка дифференциала), установленная на тракторе МТЗ-80

Момент трения скользящих дисков, блокирующих дифференциал, определяется следующим образом:

$$M_{\text{тр}} = \mu \cdot F_{\text{ст.п.}} \cdot R_{\text{ср}} \cdot i , \quad (6.1)$$

где μ — коэффициент трения, $F_{\text{ст.п.}}$ — статическая сила, с которой поршень сжимает диски, кН, $R_{\text{ср}}$ — средний радиус трущихся дисков, мм, i — количество трущихся поверхностей.

Сила, с которой поршень сжимает диски, определяется следующим образом:

$$F_{\text{ст.п.}} = p_p \cdot S_p , \quad (6.2)$$

где p_p — давление создаваемое поршнем, МПа, S_p — площадь поршня, мм².

Давление p_p , создаваемое поршнем, уменьшается на давление p_n , создаваемое гидронасосом ($p_y \leq 0,1$ Мпа), за счет потерь в гидрораспределителе, перекачивающих шлангах и трубопроводах системы блокировки дифференциала, и равно:

$$p_p = p_n - p_y \quad (6.3)$$

Давление, создаваемое насосом, определяется следующим образом:

$$p_n = \frac{60 \cdot N}{Q} \quad (6.4)$$

где N – мощность гидронасоса, кВт, Q – расход жидкости гидронасосом, л/мин.

Площадь поршня определяется следующим образом:

$$S_p = \pi(R_2^2 - R_1^2) \quad (6.5)$$

здесь R_2 и R_1 - соответственно внешний и внутренний радиусы фрикционных дисков в мм.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Назначение механизма гидравлического привода блокировки дифференциала.
2. Область применения механизма гидравлического привода блокировки дифференциала.
3. Какие типы механизма блокировки дифференциала вы знаете?
4. Преимущества гидравлического привода блокировки дифференциала.
5. Опишите работу пакета фрикционов блокировки дифференциала?

Пример: Гидравлическая работа механизма блокировки дифференциала из спецификации НШ-10, расход жидкости насоса $Q=20$ л/мин, мощность, вырабатываемый насосом $N=2$ кВт, соответственно внешний и внутренний радиусы фрикционных дисков $R_2=100$ мм и $R_1=70$ мм, статическая сила, сжимающая поршень R_{st} , между дисками Определить силу трения F_{mp} и момент трения M_{mp} . Коэффициент трения $\mu =0,4$; количество дисков $i=10$.

Пример решения задачи: Давление, создаваемое насосом, определяется из данных описания шестеренчатого гидронасоса НШ-10:

$$p_n = \frac{60 \cdot N}{Q} = \frac{60 \cdot 2}{20} = \frac{120}{20} = 6 \text{ МПа}$$

Статическая сила, создаваемая давлением насоса, определяется следующим образом:

$$R_{st} = p_n \cdot S_p = p_n \cdot \pi(R_2^2 - R_1^2) = 6 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (100^2 - 70^2) = 96 \text{ кН}$$

При помощи статической силы определяется сила трения между дисками:

$$F_{тр} = \mu \cdot R_{st} = 0,4 \cdot 96 \cdot 10^3 = 3840 \text{ Н}$$

Определяем средний радиус:

$$R_{cp} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{100 + 70}{2} = 85 \text{ мм}$$

Определяем создаваемый момент трения за счет силы трения:

$$M_{тр} = \mu \cdot F_{ст.р.} \cdot R_{cp} \cdot i = 0,4 \cdot 96 \cdot 10^3 \cdot 0,085 \cdot 10 = 32,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Итак, при использовании гидронасоса НШ-10 для блокировки дифференциала сила трения между дисками $F_{тр}=3840$ Н, а момент трения будет равен $M_{тр}=32,6$ кН·м.

Индивидуальное задание:

Таблица 6.1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|--------------|----------------|-------------------|-------------------|----------------|--------------------|-------------------|-------------------|--------------------|----------------|----------------|-------------|-------------|-----------------|--------------------|-------------------|
| Марка насоса | НМШ5-25-4/4-10 | НМШ8-25-6.3/2.5-5 | НМШ2-40-1.6/16-15 | НМШ5-25-4/4-15 | НМШ8-25-6.3/2.5-15 | НМШГ8-25-6.3/10-1 | НМШФ8-25-6.3/4Б-3 | НМШФ8-25-6.3/4Б-13 | НМШ32-1018/4-3 | Ш40-4-19.5/4-7 | НМШФ0.6-25- | НМШФ0.8-25- | НМШ32-10-18/4-5 | Ш80-2.5-37.5/2.5-5 | Ш3.2-25-1.6/16К-1 |
| D_2 , мм | 180 | 180 | 190 | 190 | 190 | 200 | 200 | 200 | 225 | 225 | 225 | 280 | 280 | 280 | 300 |
| D_1 , мм | 120 | 125 | 110 | 130 | 140 | 120 | 130 | 140 | 140 | 150 | 160 | 165 | 180 | 200 | 200 |
| i | 8 | 7 | 6 | 9 | 10 | 8 | 7 | 6 | 9 | 10 | 8 | 7 | 6 | 9 | 10 |

Практическая работа №7

Определение основных параметров гидроусилителя руля

Цель работы: Изучить основные параметры гидроусилителя руля, принцип работы и расчет основных параметров гидроусилителя руля.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

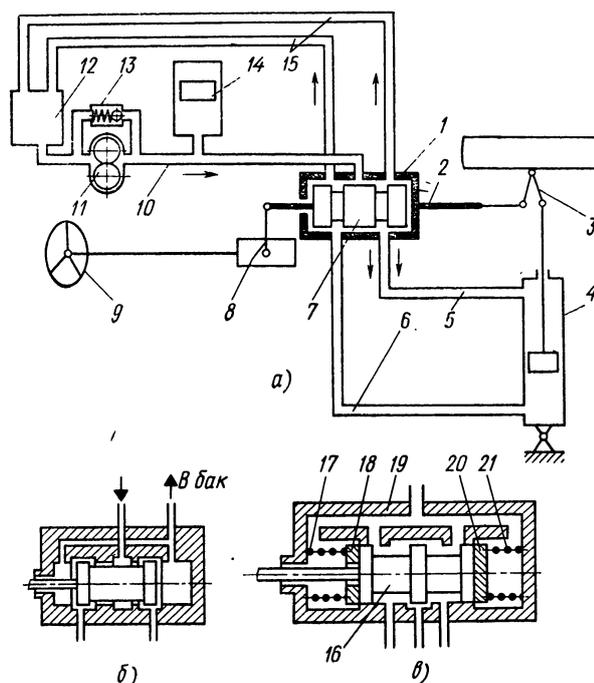


Рис. 7.1. Гидравлический усилитель руля:

а-композиционная схема; б, распределитель с в-золотником

1-распределитель; 2- тяга; 3-рычаг; 4-гидроцилиндр; 7-16-золотник; 8-сошка; 9-руль; 5-6-10-15-трубопровод; 11-насос; 12-бак; 13-предохранительный клапан; 14-гидроаккумулятор; 17-21-пружина; 18-20-реактивные шайбы; 19-корпус;

Расчет гидроусилителя руля начинают с определения момента сопротивления управляемых колес при полной загрузке автомобиля на сухой поверхности дороги (асфальта). После этого определяют: размеры рабочего цилиндра и распределителя, диаметр трубы, КПД гидронасоса, его мощность и расход жидкости.

Величина усилия, прикладываемого водителем к рулю, не должна превышать для легкового автомобиля 70 Н.

При расчете гидроусилителя руля оптимальным для любого типа автомобилей и тракторов достаточно рассчитать основные параметры гидроцилиндра в гидросистеме.

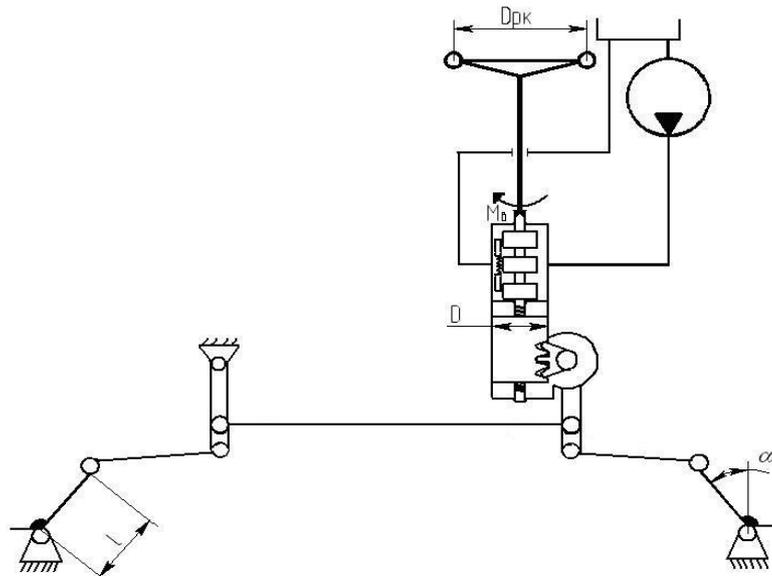


Рис. 7.2. Схема расчета гидросилителя

Определяем максимальный крутящий момент, необходимый для поворота, исходя из параметров данного автомобиля или трактора:

$$M_{\Sigma} = \frac{\varphi}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p_{sh}}} \quad (7.1)$$

здесь G_1 – осевая сила, действующая на колеса, Н; p_{sh} – давление в шинах, МПа; φ – коэффициент трения между шиной и дорожной площадкой, $\varphi=0,7 \div 0,9$.

Величина силы, необходимой для действия на рулевое колесо, чтобы повернуть направляющее колесо на свое место, находится следующим образом:

$$F_r = \frac{M_{\Sigma}}{R_r u \eta} \quad (7.2)$$

здесь R_r – радиус рулевого колеса, $R_r=180 \div 275$ мм; η – КПД рулевого управления $\eta=0,7 \div 0,85$; u – передаточное отношение рулевого механизма, равное произведению передаточного числа рулевого механизма и рулевого управления:

$$u = i_{rm} * i_{ry} \quad (7.3)$$

i_{rm} – передаточное число рулевого механизма, передаточное число для легковых автомобилей $i_{rm}=10 \div 25$ и передаточное число для грузовых автомобилей равна $i_{rm}=18 \div 30$. i_{ry} — передаточное число рулевого механизма, равняется:

$$i_{ry} = \frac{l}{l_c} = 0,85 \div 1,35 \quad (7.4)$$

здесь l — длина рычага цапфы; l_c – длина рычага сошки.

Определенное значение F_r сравнивается с предельным значением $[F_r]$. $[F_r]=250$ Н для грузовых автомобилей, $[F_r]=70$ Н для легковых автомобилей. Если

$F_r > [F_r]$, это неравенство будет действительно то необходимо установить гидроусилитель на рулевое управление.

В современных автомобилях и тракторах гидроусилитель рулевого управления обычно позволяет совершать поворот на месте без значительных усилий на руле.

Если $F_r > [F_r]$, это неравенство будет действительно то необходимо пересчитать усилитель руля, чтобы узнать разницу передаваемую на руль усилия. Если крутящий момент в поворотных кулачках $F_r \leq [F_r]$ неравенства будет выполняться, то необходимо пересчитать для данного случая:

$$M_v = F_r R_r \eta \quad (7.5)$$

Чтобы повернуть автомобиль или трактор на нужный угол, водителю необходимо выполнить следующую работу:

$$W_v = M_v \theta_{cp} = M_v \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}, \quad (7.6)$$

здесь θ_{cp} – средний угол поворота колес, рад. $\theta_{cp} = 1,13 \div 1,31$ рад; θ_1, θ_2 – углы поворота двух направляющих колес, рад.

Что необходимо сделать при рулевом управлении без гидроусилителя:

Выполняемая работа (усилие, прилагаемое на руль) без гидроусилителя:

$$W = M_{\Sigma} \theta_{cp} \quad (7.7)$$

По вышеизложенному определяем работу гидроусилителя рулевого управления:

$$W_g = (W - W_v) \frac{1}{\eta_{гц}} \quad (7.8)$$

здесь $\eta_{гц}$ – КПД силового гидроцилиндра, $\eta_{гц} = 0,75 \div 0,85$.

После определения работы, совершаемой гидроусилителем, определяется объем рабочего цилиндра:

$$V_{гц} = \frac{W_g}{p_{max}} \quad (7.9)$$

где p_{max} – максимальное давление, которое может создать гидронасос в системе, МПа.

Сила, действующая на гидроцилиндр, определяется:

$$P_{гц} = \frac{M_g}{l_{гц}} = \frac{M_{\Sigma} - M_v}{l_{гц}}, \quad (7.10)$$

здесь $l_{гц}$ - сила, действующая на шток цилиндра для поворота колеса, м.

Исходя из выше сказанного, определяется диаметр штока гидроцилиндра:

$$d_{ш} = \sqrt[4]{\frac{64\varepsilon l_{ш}^2 P_{гц}}{\pi^2 E}} \quad (7.11)$$

здесь ε – коэффициент жесткости, $\varepsilon=1,5 \div 2,0$; E – модуль упругости материала штока или модуль Юнга, для стали $E=2,1$ МПа; $l_{ш}$ – длина штока, м.

Определяется диаметр силового гидроцилиндра:

$$D_{гц} = \sqrt{\frac{4V_{гц}}{\pi l_{гц}} + d_{ш}^2} \quad (7.12)$$

Для первоначальных расчетов принимаем $D_{гц} = 2 * d_{ш}$.

Определяемые результаты $D_{гц}$ и $d_{ш}$ выбирают из числа нормативных значений (ГОСТ 6540-68).



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Принцип работы гидроусилителя руля.
2. Назначение гидроусилителя руля.
3. Составные части гидроусилителя руля.
4. Преимущества гидроусилителя руля.
5. Каким методом определяют основные параметры гидроусилителя руля?

Пример: Определить основные параметры гидроцилиндра в системе рулевого управления по заданным параметрам. Масса $G=1600$ кг, давление в шинах $P=2$ МПа, радиус рулевого колеса $R_p=200$ мм, передаточное число рулевого механизма $i=20$, насос рулевого управления марки НМШФ 2-40-1,6/6Б-13, $l_{гц}=300$ мм, $l_{ш}=600$ мм.

Пример решения задачи: Определяем максимальный крутящий момент, необходимый для поворота автомобиля:

$$M_{\Sigma} = \frac{\varphi}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p_{sh}}} = \frac{0.8}{3} \sqrt{\frac{16000^3}{2 * 10^6}} = 382 \text{ Нм,}$$

определяется этим моментом:

По максимальному крутящему моменту определяем силу, необходимую для поворота направляющего колеса:

$$F_r = \frac{M_{\Sigma}}{R_r u \eta} = \frac{382}{0.2 * 20 * 0.8} = 119.37 \text{ Н}$$

Сравниваем силы, необходимые для поворота колеса,:

$$F_r = 119.37 \text{ Н} > [F_r] = 70 \text{ Н}$$

Крутящий момент в поворотных кулачках $F_r \leq [F_r]$, неравенство будет выполняться, то необходимо пересчитать:

$$M_v = F_r R_r u \eta = 70 * 0.2 * 20 * 0.8 = 224 \text{ Нм}$$

Определяем максимальную работу, при повороте (с гидроусилителем), и минимальная работа (без гидроусилителя):

$$W = M_{\Sigma} \theta_{\text{ср}} = 382 * 1.2 = 458.4 \text{ Ж}$$

$$W_v = M_v \theta_{\text{ср}} = 224 * 1.2 = 268.8 \text{ Ж}$$

С помощью вышеизложенного определяем выполняемую работу гидроусилитель рулевого управления:

$$W_g = (W - W_v) \frac{1}{\eta_{\text{гц}}} = (458.4 - 268.8) * \frac{1}{0.8} = 237 \text{ Ж}$$

После определения работы, совершаемой гидроусилителем, устанавливается объем рабочего цилиндра:

$$V_{\text{гц}} = \frac{W_g}{p_{\text{max}}} = \frac{237}{1.56} = 293.84 \text{ см}^3$$

$$p_{\text{max}} = 16 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = \frac{16}{10.197} = 1.56 \text{ МПа}$$

Данные значения определяются по характеристике насоса НМШФ 2-40-1,6/6Б-13.

Определяем силу действующую на гидроцилиндр:

$$P_{\text{гц}} = \frac{M_{\Sigma} - M_v}{l_{\text{гц}}} = \frac{382 - 119.37}{0.3} = 875.45 \text{ Н}$$

Исходя из выше сказанного, определяется диаметр штока гидроцилиндра:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt[4]{\frac{64 \varepsilon l_{\text{ш}}^2 P_{\text{гц}}}{\pi^2 E}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 2 * 0.6^2 * 875.45}{3.14^2 * 2.1 * 10^5}} = 3.73 \text{ мм}$$

По ГОСТ 6540-68 выбираем размер $d_{\text{ш}}=4$ мм.

Соответствующий гидроцилиндр определяется по диаметру штока:

$$D_{\text{гц}} = 2 * d_{\text{ш}} = 2 * 4 = 8 \text{ мм}$$

По ГОСТ 6540-68 выбирают размер $D_{\text{гц}}=10$ мм.

Итак, для гидроусилителя руля выбран гидроцилиндр с диаметром $D_{\text{гц}}=10$ мм и диаметр штока $d_{\text{ш}}=4$ мм.

Индивидуальное задание:

Таблица 7.1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|---------------|----------------|-------------------|-------------------|----------------|--------------------|-------------------|-------------------|--------------------|----------------|----------------|-------------|-------------|-----------------|--------------------|-------------------|
| Марка насосов | НМШ5-25-4/4-10 | НМШ8-25-6.3/2.5-5 | НМШ2-40-1.6/16-15 | НМШ5-25-4/4-15 | НМШ8-25-6.3/2.5-15 | НМШГ8-25-6.3/10-1 | НМШФ8-25-6.3/4Б-3 | НМШФ8-25-6.3/4Б-13 | НМШ32-1018/4-3 | Ш40-4-19.5/4-7 | НМШФ0.6-25- | НМШФ0.8-25- | НМШ32-10-18/4-5 | Ш80-2.5-37.5/2.5-5 | Ш3.2-25-1.6/16К-1 |
| G , кг | 160 | 120 | 180 | 146 | 200 | 191 | 220 | 180 | 160 | 120 | 180 | 146 | 200 | 191 | 220 |
| P , МПа | 2.2 | 1.9 | 2.2 | 2 | 2.3 | 2.3 | 2.2 | 1.9 | 2.2 | 2 | 2.3 | 2.3 | 2.2 | 1.9 | 2.2 |
| u | 20 | 21 | 22 | 25 | 30 | 15 | 20 | 21 | 22 | 25 | 30 | 15 | 20 | 21 | 22 |
| R_p , мм | 185 | 190 | 200 | 210 | 215 | 220 | 225 | 230 | 235 | 240 | 245 | 250 | 260 | 270 | 275 |
| l_{sl} , мм | 200 | 300 | 250 | 350 | 400 | 200 | 300 | 250 | 350 | 400 | 200 | 300 | 250 | 350 | 400 |
| l_{sh} , мм | 600 | 800 | 700 | 600 | 800 | 700 | 600 | 800 | 700 | 600 | 800 | 700 | 600 | 800 | 700 |

Практическая работа №8

Расчет основных параметров гидродинамической муфты

Цель работы: Изучить принцип работы и расчет основных параметров гидродинамической муфты.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

Одним из основных размеров гидромуфты является рабочий диаметр, который определяется следующим образом.

$$D = \sqrt[5]{\frac{M}{\lambda_M \rho n^2}} \quad (8.1)$$

M - максимальный крутящий момент двигателя при работе гидромуфты, n – количество оборотов коленчатого вала при максимальном крутящем моменте двигателя.

Для определения диаметра новой гидромуфты нам необходимо установить максимальный крутящий момент при работе гидромуфты и число оборотов n при

максимальном крутящем моменте. Коэффициент λ определяется экспериментально для аналогичной гидромуфты. Например, если диаметр гидромуфты $D_1=360$ мм, момент $M_1=200$ Н·м при числе оборотов $n_1=1460$ об/мин, то момент $M_2=300$ Н·м при активном диаметре этой гидромуфта установлена на двигателе при $n_2=2900$ об/мин.

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{D_1^5 \cdot n_1}{D_2^5 \cdot n_2} = \lambda \quad (8.2)$$

Здесь

$$D_2 = \frac{M_1}{M_2} \cdot D_1^5 = \frac{200}{300} \cdot 0,360^5 = 0,32 \text{ м}$$

Все линейные размеры гидромуфт уменьшаются в масштабе 1,1 раза 360:320 и т.е.

Расчет гидромуфты - это простой метод аналогии, и этот метод широко распространен. Его недостатком является отсутствие экспериментальных данных в геометрически подобной модели. Это также ограничивает выбор типа рабочего канала гидромуфты. Основные конкретные параметры гидросистемы находят экспериментально. Основные размеры гидромуфты также можно рассчитать по конструктивному расчету.

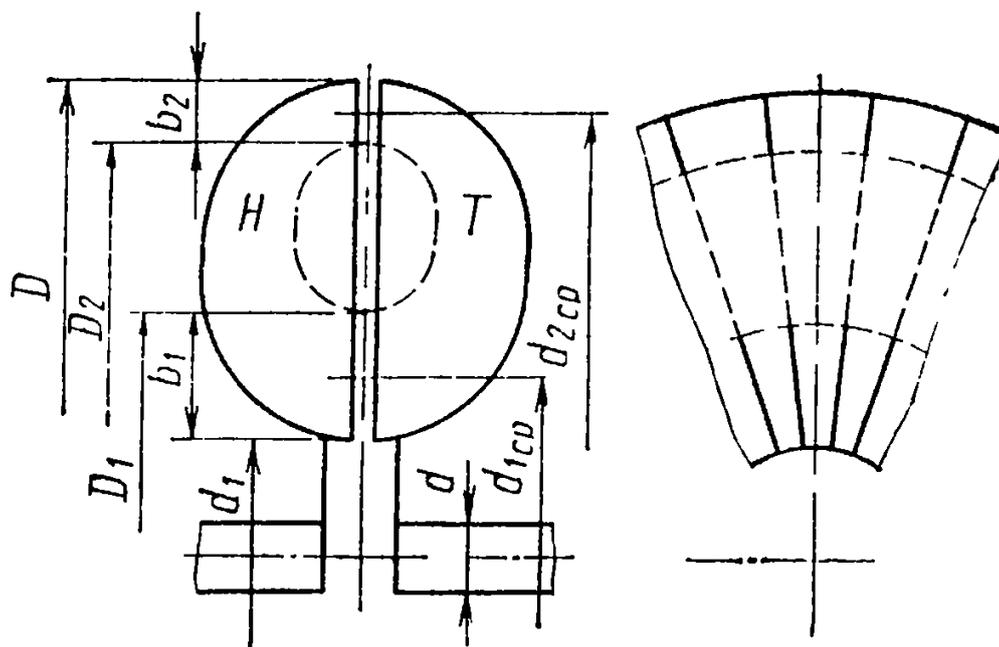


Рис. 8.1. Основные размеры рабочей части гидромуфты

Диаметр вала гидромуфты определяется из условия сопротивления кручению:

$$d = 1,05 \cdot \left(\frac{N_n}{n_n} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ см}, \quad (8.3)$$

Здесь N_n — мощность на валу насоса измеряется в кВт. Внутренний диаметр циркуляционного круга в два раза больше диаметра насосного колеса,

$$d_1 = 2d \quad (8.4)$$

Исходя из расхода жидкости Q и скорости жидкости на входе c_m , требуемая площадь рабочего сечения на входе насоса определяется следующим образом:

$$S = \frac{Q}{c_m}, \quad (8.5)$$

где c_m — меридиональная скорость потока; $S=V/l$ (V -объем жидкости в рабочем пространстве гидромфты; l - длине потока жидкости).

Из уравнения расхода жидкости на входе в насосное колесо определяется наибольший диаметр D_1 в безлопастном пространстве

$$Q = \frac{1}{4}(D_1^2 - d_v^2) \cdot \pi \cdot c_m \quad (8.6)$$

Отсюда можно определить

$$D_1 = \left(\frac{4Q}{\pi \cdot c_m} + d_v^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.7)$$

d_v — диаметр втулки насосного колеса, который определяется следующим образом:

$$d_v = (1,5 - 2,0) * d \quad (8.8)$$

Средний диаметр насосного колеса на входе:

$$d_{1sr} = \frac{1}{2}(D_1 - d_v) \quad (8.9)$$

Ширина канала на входе в насосное колесо:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_m} \quad (8.9)$$

КПД насосного колеса составляет 0,98-0,99; Определяем диаметр насосного колеса следующим образом: $u_{2n} = \omega_2 \cdot r_2$

$$d_{2sr} = \frac{60u_{2n}}{\pi n_n} \quad (8.10)$$

Ширина канала на выходе из насосного колеса:

$$b_2 = \frac{Q}{\pi d_{2sr} c_m} \quad (8.11)$$

Активный диаметр гидромфты:

$$D = D_2 + b_2 \quad (8.12)$$

Внутренний диаметр насосного колеса на выходе:

$$D_2 = D - b_2 \quad (8.13)$$

После определения рабочего диаметра гидромуфты остальные размеры можно определить по распределениям по схеме рис. 8.2.

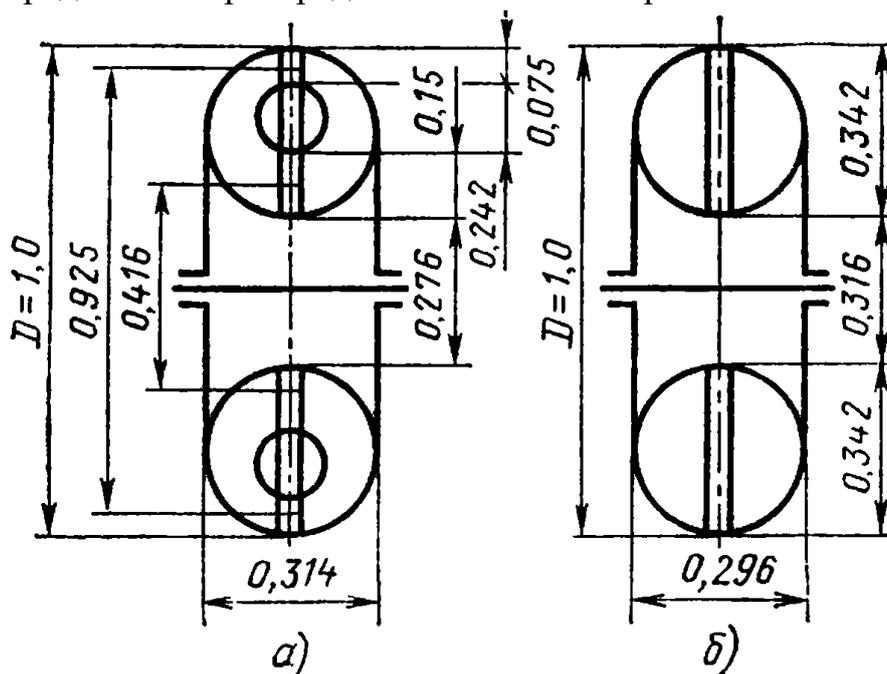


Рис. 8.2. Схема, показывающая пропорции размеров гидромуфты в рабочем диаметре:

а) гидромуфта с каналом, б) гидромуфта без канала



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Принцип работы гидродинамической муфты.
2. Назначение гидродинамической муфты.
3. Опишите траекторию движения жидкости внутри гидродинамической муфты.
4. Преимущества и недостатки гидродинамической муфты?
5. Каким методом определяют основные параметры гидродинамической муфты?

Пример: Крутящий момент двигателя Д-21А, меридиональная скорость жидкости канала гидромуфты составляет $c_m=10$ м/с, определить Q , d_{1sr} и D .

Пример решения задачи: сначала определяется мощность двигателя и номинальное число оборотов:

$$N_n = M_n * \omega_n = 96 * 188.5 = 18096 \text{ Вт};$$

$$n_n = \frac{60 * \omega_n}{2 * \pi} = \frac{60 * 188.5}{2 * 3.14} = 1801 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

Определяем диаметр вала гидромуфты:

$$d = 1,05 * \left(\frac{N_n}{n_n}\right)^{\frac{1}{3}} = 1,05 * \left(\frac{18096}{1801}\right)^{\frac{1}{3}} = 2.15 \text{ см}$$

Определенный диаметр вала округляется до ближайшего значения из стандартного ряда (ГОСТ 6636-69) и это значение равно $d=22$ мм.

Внутренний диаметр циркуляционного круга определяется:

$$d_1 = 2d = 2 * 22 = 44 \text{ мм}$$

По схеме рис. 8.2 определяют наружный диаметр гидромуфты:

$d = 0.276 * D$ здесь

$$D = \frac{d}{0.276} = \frac{44}{0.276} = 160 \text{ мм}$$

По этому определенному внешнему диаметру можно установить все остальные размеры гидравлической муфты.

Исходя из условия задачи определяется размер d_{1sr} :

$$d_{1sr} = 0.416 * D = 0.416 * 160 = 67 \text{ мм}$$

Расход жидкости определяется следующим образом:

Сначала определяется значение D_1 из рисунок 8.2

$$D_1 = (0.276 + 0.3) * D = 92 \text{ мм}$$

Определяется диаметр втулки на насосном колесе:

$$d_v = 1.5 * d = 1.5 * 22 = 33 \text{ мм}$$

Определяем расход жидкости:

$$Q = \frac{1}{4} (D_1^2 - d_v^2) * \pi * c_m = \frac{1}{4} (92^2 - 33^2) * 3.14 * 10 = 58 \text{ л/с}$$

Вывод: у двигателя Д-21А передающей крутящий момент, внешний диаметр канала гидромуфты $D=160$ мм, расход жидкости $Q=58$ л/с и $d_{1cp}=67$ мм.

Индивидуальное задание:

Таблица 8.1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|--------------------------------------|---------------|-------------------|-------------------|---------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|---------------|-------------------|-------------------|---------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Марка двигателя | Д-120 | Д-37Е | Д-144 | Д-65М | Д-50 | Д-240 | Д-241 | Д-260Т | СМД- | СМД-19 | А-41 | Д-440 | А-01МЛ | А-01М | СМД-80 |
| $c_m, \text{м/с}$ | 12 | 11 | 10 | 15 | 14 | 12 | 11 | 10 | 15 | 14 | 18 | 12 | 15 | 14 | 13 |
| Необходимые значения для определения | Q, b_1, D_2 | Q, b_2, d_{2sr} | Q, d_{1sr}, D_1 | Q, b_2, D_2 | Q, d_{2sr}, D_2 | Q, b_1, d_{2sr} | Q, d_{1sr}, D_2 | Q, b_1, d_{1sr} | Q, b_1, D_2 | Q, b_2, d_{2sr} | Q, d_{1sr}, D_1 | Q, b_2, D_2 | Q, d_{2sr}, D_2 | Q, b_1, d_{2sr} | Q, d_{1sr}, D_2 |

Практическая работа №9

Определение основных параметров гидродинамического трансформатора

Цель работы: Изучить принцип работы и расчет основных параметров гидродинамического трансформатора.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

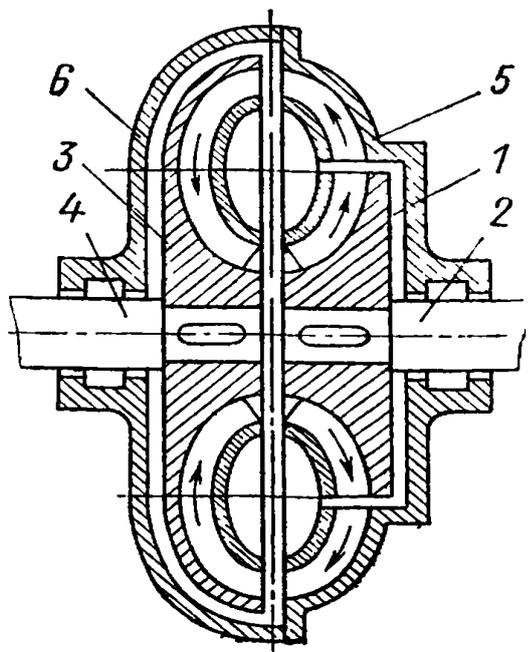


Рис 9.1. Схема гидродинамического трансформатора:

1-насосное колесо; 2- ведущий вал; 3-трубное колесо; 4-ведомый вал;
5-реактор; 6-корпус

Насосное колесо 1 неподвижно закреплено на ведущем валу 2.

Трансмиссия трактора (автомобиля) с механической и гидравлической передачей называется гидромеханической. Она является бесступенчатой, так как обеспечивает бесступенчатое изменение передаточного числа.

Гидравлическая передача представляет собой гидродинамический преобразователь крутящего момента (гидротрансформатор), в котором преобразование крутящего момента осуществляется кинетической энергией жидкости, циркулирующей в замкнутом контуре.

Течение жидкости в контуре гидротрансформатора подчиняется законам гидромурфты. В результате дополнительного воздействия лопаток реактора на поток жидкости в гидротрансформаторе происходит изменение крутящего момента. В зависимости от конструкции гидротрансформатора он может изменять направление или скорость потока жидкости, поступающего от насосного колеса. При этом изменяется давление жидкости на лопатки турбинного колеса, и в свою очередь изменяется крутящий момент, передаваемый от гидротрансформатора. Крутящий момент, создаваемый в реакторе, передается на неподвижный корпус гидротрансформатора. Если реактор заставить вращаться свободно, гидротрансформатор становится гидромурфтой. В этом случае реактор обычно соединяется с корпусом муфтой свободного хода.

Мощность на выходном валу гидротрансформатора:

$$N = \lambda_N \rho n^3 D^5 \quad (9.1)$$

Крутящий момент на выходном валу гидротрансформатора:

$$M = \lambda_M \rho n^2 D^5 \quad (9.2)$$

Баланс моментов при возникновении движения, образующегося на рабочих колесах внутри гидротрансформатора, равен:

$$M_n + M_T - M_P = 0 \quad (9.3)$$

или

$$M_T = M_N + M_P \quad (9.4)$$

$$M_R = M_T - M_N \quad (9.5)$$

M_T – крутящий момент на турбинном колесе;

M_N – крутящий момент на насосном колесе;

M_R – крутящий момент на реакторе;

Изменение крутящего момента, подаваемого на гидротрансформатор в данном режиме работы, характеризуется коэффициентом трансформации:

$$k_c = \frac{M_T}{M_N} \quad (9.6)$$

Максимальное значение коэффициента k_c составляет от 2 до 5 в зависимости от типа гидротрансформатора. В результате гидротрансформатор

увеличивает крутящий момент M_T на ведущем валу относительно крутящего момента M_H , нагружает сам двигатель и выполняет функцию редуктора. КПД гидротрансформатора определяется следующим образом:

$$\eta = \frac{N_T}{N_P} = \frac{M_T n_T}{M_N n_N} \quad (9.7)$$

Характеристики гидротрансформатора аналогичны характеристикам гидромфты, состоящим из зависимости крутящих моментов и зависимости КПД от постоянной величины частоты оборотов насосного колеса. По характеристикам гидротрансформатора можно выделить два отдельных поля:

В поле – а, $M_T > M_N$ ($k_c > 1$) и M_R имеют положительное значение. Когда M_T начинает уменьшаться, то частота n_T увеличивается, в пригроничном поле – а, реактор не воздействует на поток, поэтому $M_R = 0$ и $k_c = 1$. В поле b уменьшается значение крутящего момента, передаваемого гидротрансформатором ($k_c < 1$). При очень малых значениях M_T гидротрансформатор может работать как ускоряющая передача.

Несмотря на свои положительные характеристики, гидротрансформаторы не нашли широкого применения в транспортных средствах. Основными недостатками гидротрансформаторов являются отсутствие конкретных характеристик, большие габариты и малый КПД при больших значениях трансформации.

Конструировать гидротрансформатор очень сложно, поэтому во многих случаях не проектируют, а находят наиболее подходящие показатели из числа существующих и экспериментальным путем изменяют его характеристики в нужном направлении. Исходя из принципов экономии, переработку (улучшение) гидротрансформатора проводят в уменьшанных моделях.

После обработки опытного образца гидротрансформатора в условиях эксплуатации производится его подбор путем подбора соответствии с двигателем, пересчета параметров подбора.

Используя формулы (9.1) и (9.2), определяем ниже следующее:

$$\frac{M_0}{M} = \left(\frac{D_0}{D}\right)^5 \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \quad (9.8)$$

$$\frac{N_0}{N} = \left(\frac{D_0}{D}\right)^5 \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \quad (9.9)$$

Например: гидротрансформатор с $D_0 = 500$ мм, мощностью $N_1 = 50$ кВт, числом оборотов $n_1 = 1000$ об/мин работает вместе с двигателем. Определить

диаметр гидротрансформатора, работающего с двигателем мощностью $N_2=75$ кВт и числом оборотов $n_2=1500$ об/мин.

Из уравнения (9.4) получаем:

$$D = \sqrt[5]{D_0^5 \frac{N_1}{N_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3} = \sqrt[5]{0,5^5 \frac{50}{75} \left(\frac{1000}{1500}\right)^3} = 0.432 \text{ м}$$

Все размеры нового трансформатора рассчитываются путем сопоставления размеров нового гидротрансформатора с диаметром модельного трансформатора D с использованием коэффициента подобия.

Если между двигателем и гидротрансформатором требуется редуктор, крутящий момент на насосном колесе, равен крутящему моменту на двигателе:

$$M_N = \lambda D^5 \frac{n_n}{i_r^3} \quad (9.10)$$

Здесь i_r – передаточное число редуктора.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Принцип работы гидродинамического трансформатора.
2. Дайте определения турбинному колесу.
3. Дайте определения насосному колесу.
4. Дайте определения ректору.
5. Каким методом определяют основные параметры гидродинамической муфты?
6. Преимущества и недостатки гидродинамического трансформатора?

Индивидуальное задание:

Задача №1. Насосное колесо вращается с частотой вращения $n_1=2000$ об/мин, при мощности $N_1=8$ кВт. Определить, какая мощность N_2 передается при $n_2=1500$ об/мин ГТ.

Таблица 9.1

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|-------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| N_1 , кВт | 10 | 8 | 9 | 11 | 12 | 6 | 7 | 7 | 12 | 11 | 9 | 9 | 6 |
| n_1 , Об/мин | 1800 | 2300 | 1600 | 2100 | 2000 | 2000 | 1500 | 1600 | 1700 | 2000 | 2200 | 1600 | 2000 |
| n_2 , Об/мин | 1500 | 1900 | 2100 | 2400 | 1400 | 1800 | 2000 | 2000 | 2300 | 1500 | 1500 | 2000 | 1800 |

Задача №2. Насосное колесо имеет частоту вращения $n_2=2100$ об/мин, ГТ передающей мощность $N_2=145$ кВт с активным диаметром $D_2=328$ мм, чему будет равен активный диаметр D_1 , ГТ передающей мощности $N_1=130$ кВт при $n_1=1600$ об/мин:

Таблица 9.2

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|-------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| N_1 , кВт | 10 | 8 | 9 | 11 | 12 | 6 | 7 | 7 | 12 | 11 | 9 | 9 | 6 |
| n_1 , об/мин | 1800 | 2300 | 1600 | 2100 | 2000 | 2000 | 1500 | 1600 | 1700 | 2000 | 2200 | 1600 | 2000 |
| n_2 , об/мин | 1500 | 1900 | 2100 | 2400 | 1400 | 1800 | 2000 | 2000 | 2300 | 1500 | 1500 | 2000 | 1800 |
| D_2 , мм | 325 | 295 | 285 | 270 | 290 | 350 | 346 | 349 | 316 | 286 | 300 | 312 | 356 |

Практическая работа №10

Определение основных параметров провода пневматической тормозной системы

Цель работы: Изучить принцип работы и расчет основных параметров провода пневматической тормозной системы.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

При выполнении расчетов по проектированию пневматической тормозной системы должны быть приведены рабочие характеристики пневматических

устройств, то есть входные величины, воздействующие на пневматическое устройство, и соответствующие им выходные величины (давление, усилие, тяга). По заданным рабочим характеристикам можно определить основные конструктивные параметры проектируемого пневмопривода. Кроме того, могут быть заданы условия и предельные значения, например, максимальное усилие нажатие педали тормоза, максимальное расстояние нажатия педали (сдвиг педали от исходного положения до упорного педали). Предельная приграничная область потери чувствительности пневмопривода и т. д.

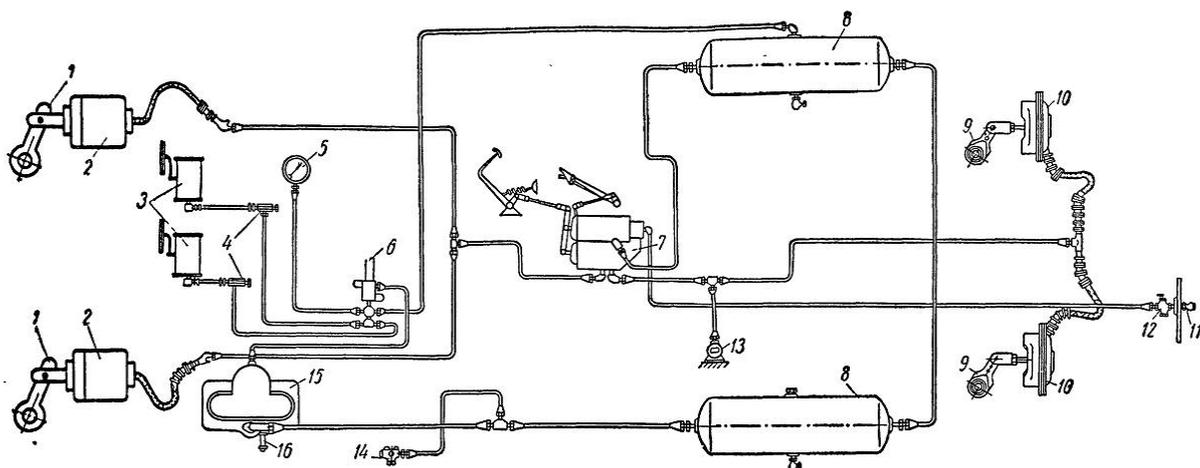


Рис. 10.1. Схема пневмосистемы:

- 1 – тормозные рычаги передних колес; 2 – тормозные цилиндры;
 3 – стеклоочистители; 4 – клапаны стеклоочистителей; 5 – манометр давления воздуха; 6 – регулятор давления; 7 – кран тормозной; 8 – воздушные баллоны (ресивер); 9 – тормозные рычаги задних колес; 10 – тормозные камеры;
 11 – соединительная головка; 12 – разделительный кран; 13 – тумблер для включения стоп-сигнала; 14 – клапан впуска воздуха; 15 – компрессор;
 16 – предохранительный клапан;

При проектировании тормозного крана выбирается его схема и рассчитываются основные конструктивные параметры, определяющие статические характеристики: диаметр кранового поршня или диафрагмы, жесткость и начальное натяжение крановой пружины, передаточное число педали тормоза, максимальное сжимаемость пружины крана. При этом должны быть указаны: максимальное расстояние хода педали, максимальное усилие, прилагаемое к педали тормоза, максимальное давление воздуха внутри ресивера, зона потери чувствительности тормозного крана. Проходимая способность тормозного крана (поверхность проходов, диаметр клапана) определяется динамическим расчетом.

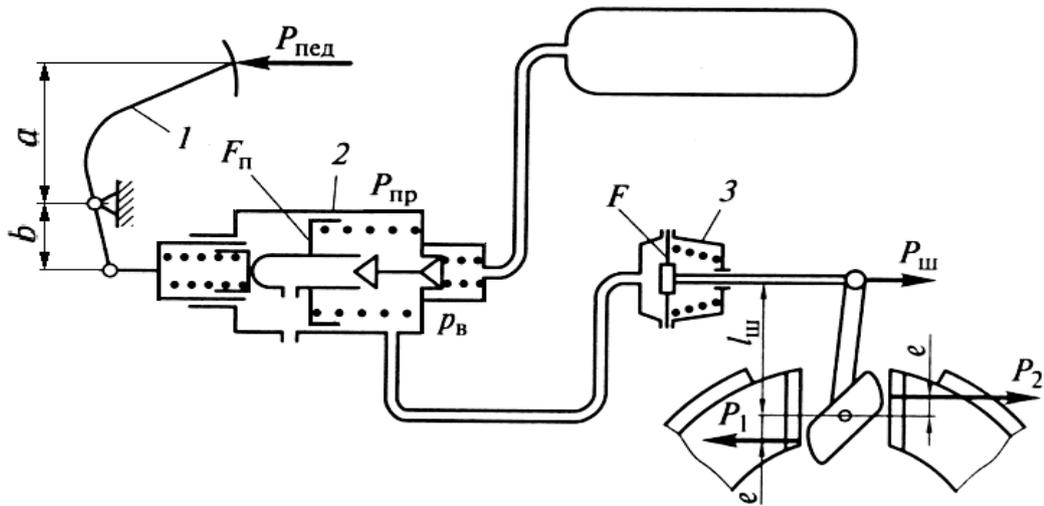


Рис. 10.2. Схема расчета пневматической тормозной системы:

1 – педаль тормоза; 2 – кран тормозной; 3 – тормозная камера

Проектирование пневматической системы начинается с определения крутящего момента на валу сжимающего кулачка тормозной колодки:

$$M_{kv} = P_1 r + P_2 r = (P_1 + P_2) r, \quad (10.1)$$

здесь r — расстояние между оси вала сжатия до линии, на которую действует сила сжатия.

Сила, возникающая в тормозной камере, прикладываемой к штоку:

$$P_{sht} = \frac{M_{kv}}{l_{sht}} \quad (10.2)$$

здесь l_{sht} - расстояние от оси вала сжимающего кулачка до оси тормозной камеры.

Давление воздуха в тормозной камере определяется по следующей формуле:

$$p_k = \frac{P_{sht}}{F_D}, \quad (10.3)$$

где F_D — активный диаметр диафрагмы тормозной камеры.

Усилие на поршень тормозного крана складывается из давления воздуха из ресивера в полость клапана и силы пружины, действующей на стакан клапана:

$$P_{kr} = p_k F_2 + P_{pr} \quad (10.4)$$

здесь F_2 — площадь стакана крана тормозной системы.

Усилие на педали тормоза определяется следующим образом:

$$P_p = P_{kr} \frac{b}{a}, \quad (10.5)$$

здесь a и b — плечи педали.

Передаточное отношение педали тормоза,

$$u = \frac{a}{b} \quad (10.6)$$

усилие на педали тормоза будет выглядеть так:

$$P_p = \frac{P_{kr}}{u} \quad (10.7)$$

Максимальное усилие, действующее на педаль тормоза, должно быть $[P_p] \leq 700$ Н для грузовых автомобилей. Если значение расчетной силы, необходимой для торможения, больше предельного значения $[P_p]$, необходимо использовать усилители для торможения.

Динамический расчет эффективности пневматических тормозов определяется как определение характеристик изменения давления воздуха во временном интервале исполнительных органов и связанных с ними движущихся аппаратов при резком перемещении педали тормоза. Полученные зависимости называются динамическими характеристиками тормозной системы и позволяют определить ее скорость, синхронность и другие характеристики.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Принцип работы пневматической тормозной системы.
2. Что такое компрессор, давление создаваемое компрессором?
3. Опишите работу педали (крана) пневматического тормоза.
4. Дайте определение тормозному механизму барабанного типа.
5. Каким методом определяют основные параметры пневматического тормоза?
6. Преимущества и недостатки пневматического тормоза.

Пример: Рассчитайте усилие, приложенное к педали тормоза для приведения в действие пневматической тормозной системы, используя следующее: $P_1=4$ кН; $P_2=3,5$ кН; $r=25$ мм; $l_{shl}=110$ мм; $F_D=150$ см²; $F_2=40$ см²; $P_{pr}=0,8$ кН; $u=12$.

Пример решения задачи: Определяется крутящий момент на сжимающем кулачке вала, тормозной колодки:

$$M_{kv} = (P_1 + P_2)r = (4 + 3.5) * 25 = 187.5 \text{ Нм}$$

При торможении с помощью тормозной камеры определяют усилие, прикладываемое к штоку:

$$P_{sht} = \frac{M_{kv}}{l_{sht}} = \frac{187.5}{110} = 1.7 \text{ кН}$$

Давление воздуха в тормозной камере определяется:

$$p_k = \frac{P_{sht}}{F_D} = \frac{1.7}{150} = 0.11 \text{ МПа}$$

Усилие на поршень тормозного крана определяется:

$$P_{kr} = p_k F_2 + P_{pr} = 0.11 * 40 + 0.8 = 5.2 \text{ кН}$$

Усилие на педали тормоза определяется:

$$P_p = \frac{P_{kr}}{u} = \frac{5.2}{12} = 433 \text{ Н}$$

Заключение: рассчитанное значение P_p оказалось меньше предельного значения $[P_p]$. Поэтому не стоит использовать усилители для торможения.

Индивидуальное задание:

Таблица 10.1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| P_1 , кН | 3 | 4 | 3,5 | 4,2 | 5 | 3,3 | 4,5 | 3,5 | 4,2 | 5 | 3,5 | 4,2 | 5 | 3,3 | 4,5 |
| P_2 , кН | 2,8 | 3,5 | 3,3 | 3,7 | 4,2 | 2,8 | 3,5 | 3,3 | 3,7 | 3,7 | 4,2 | 2,8 | 3,5 | 3,3 | 3,7 |
| F_2 , см ² | 45 | 50 | 35 | 38 | 40 | 42 | 45 | 50 | 35 | 38 | 40 | 42 | 45 | 50 | 35 |
| u | 10 | 12 | 13 | 15 | 10 | 9 | 10 | 12 | 13 | 15 | 10 | 9 | 10 | 9 | 10 |
| P_{pr} , кН | 0,9 | | | | | | | | | | | | | | |
| Остальные значения, т.е. параметры r , l_{um} и F_D , измеряются с учебных стендов, разделенных на две группы. | | | | | | | | | | | | | | | |

Практическая работа №11

Определение основных параметров пневматической подвески автомобилей и тракторов

Цель работы: Изучить принцип работы и расчет основных параметров пневматической подвески автомобилей и тракторов.

Объем работы: Объем аудиторных занятий – 4 ч. самостоятельной работы – 2 ч.

Пневматические подвески — это упругие элементы, представляющие собой двухсекционные круглые баллоны из резинкордовой двухслойной оболочки 2 (рис. .1.) разделительного кольца 3 и прижимных колец 1. Корд оболочки изготавливается из капроновой или нейлоновой ткани.

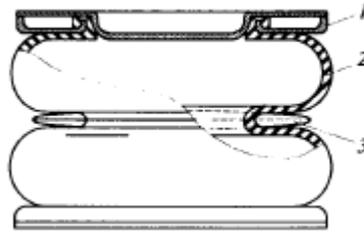


Рис. 11.1. Пневматический упругий элемент:

1 — прижимное кольцо; 2 — оболочка; 3 — разделительное кольцо

Пневматические баллоны могут быть также телескопического типа. Преимуществами круглых баллонов являются удобная при массовом производстве форма, хорошее использование площади, высокая грузоподъемность и легкая герметизация. Общий недостаток баллонных упругих элементов — относительно большая жесткость.

Пневматические упругие элементы используются, главным образом, в подвесках автомобилей, у которых нагрузка меняется в широких пределах (автобусы, автомобили-самосвалы, тракторы). При необходимости пневматические упругие элементы могут быть подсоединены к пневмосистеме, которая позволяет менять давление в баллонах и тем самым изменять положение кузова или жесткость подвески. Автоматическая стабилизация положения кузова обеспечивает постоянство динамического хода подвески, вследствие чего улучшается плавность хода автомобиля, увеличивается его устойчивость и уменьшается изнашивание шин.

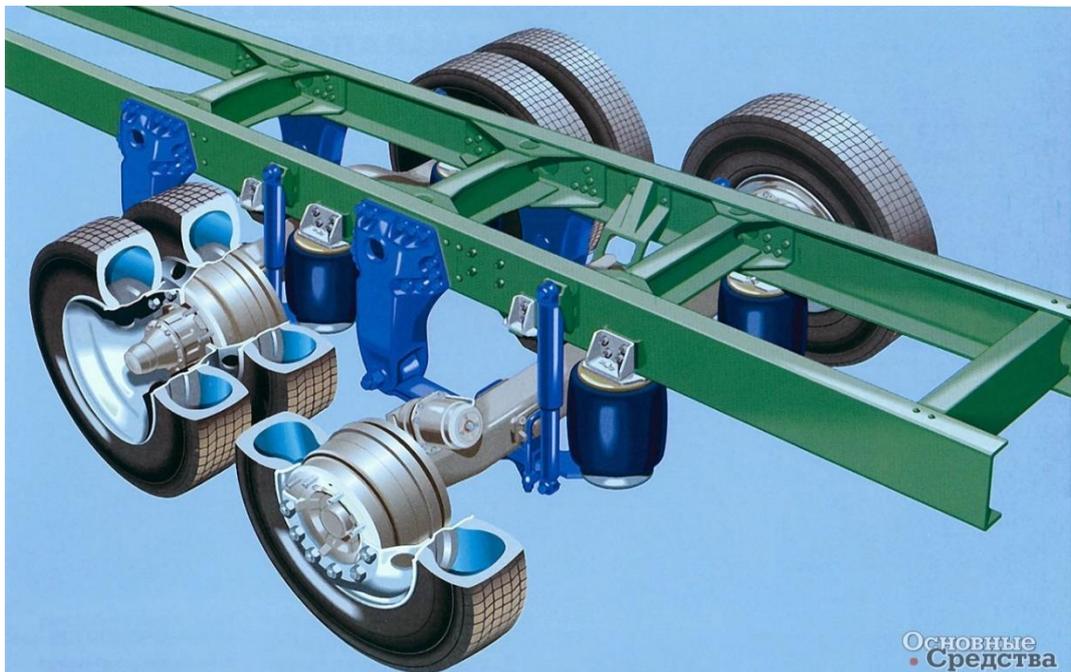


Рис. 11.2. Расположение пневмоподвески

В настоящее время становится популярной установка пневмоподвески на автомобили, ведь с помощью пневмоподвески появляется возможность управлять клиренсом автомобиля. Такой тип подвески часто используется в автомобилях бизнес-класса и внедорожниках, например Audi Q7, Volkswagen Touareg. Bentley, BMW, Ford, Lexus и ряд других крупных производителей автомобилей используют пневмоподвеску в своих моделях не как отдельную подвеску, а в составе подвесных конструкций (например, многорычажных).

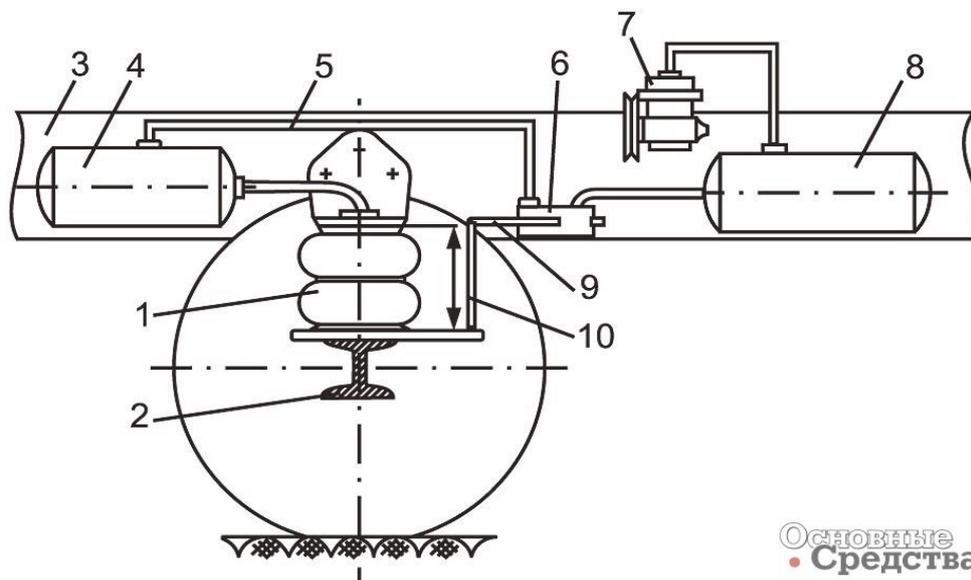


Рис. 11.3. Принципиальная схема пневмоподвески:

1-упругий элемент; 2-ось; 3-рама; 4-дополнительный воздушный резервуар; 5-эфирный канал; 6-контроллер положения корпуса; 7-компрессор; 8-основной резервуар

При расчете пневматической подвески рассчитываются несколько параметров, таких как сила, действующая на узел пневматической подвески, силы торможения, силы поворота и высота подъема колес. В этом практическом упражнении представлен расчет значения силы, действующей на узел пневматической подвески.

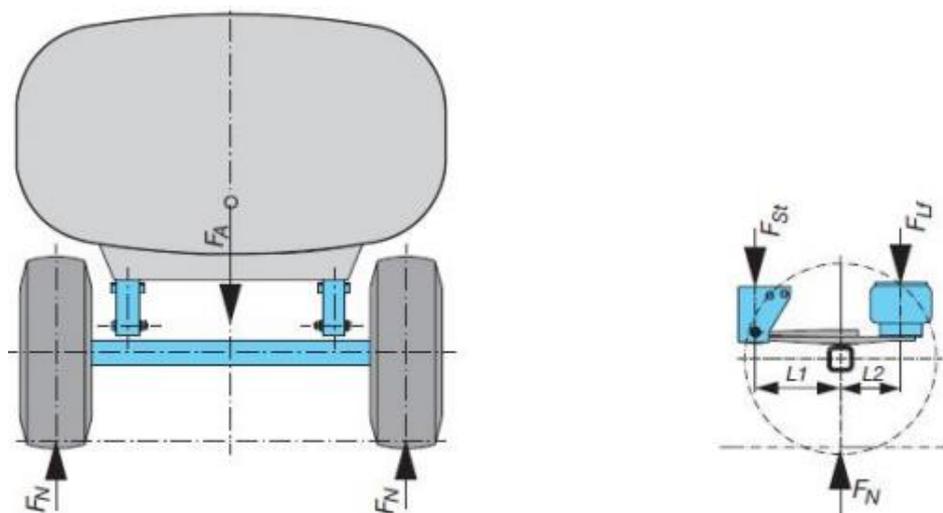


Рис.11.4. Схема расчета усилия в кронштейн и пневмобаллоне

Сначала определяется сила, действующая на ось автомобиля или трактора:

$$F_A = G_A * g_n \quad (11.1)$$

здесь G_A – нагрузка на ось, кг; g_n – ускорение свободного падения, $g_n = 9.81 \text{ м/с}^2$.

Вес, приходящийся на ось, распределяется по осям автомобиля или трактора неравномерно, поэтому при расчетах принято, что 50 % нагрузки распределяется на одну ось, а 25 % нагрузки распределяется на другие. Отсюда нагрузка, приходящаяся на одну ось, определяется следующим образом:

$$G_A = 0.5 * G_u \quad (11.2)$$

Сила реакции, действующая на ось колеса от базовой точки, определяется:

$$F_N = \frac{F_A}{2} \quad (11.3)$$

Сила, действующая на кронштейн, определяется по следующей формуле:

$$F_{st} = F_N * \frac{L_2}{L_1 + L_2} \quad (11.4)$$

здесь, L_1 – расстояние от точки крепления кронштейна до оси автомобиля, мм; L_2 – расстояние от центра пневмоподушки до оси автомобиля, мм.

Сила, действующая на пневматическую подушку, определяется по следующей формуле:

$$F_{lf} = F_N * \frac{L_1}{L_1 + L_2} \quad (11.5)$$

Это определяется F_{lf} подбирается пневматическая подушка, способная выдержать вес автомобиля или трактора с помощью силы.



Отсканируй и посмотри видео

Контрольные вопросы:

1. Принцип работы пневматической подвески автомобилей и тракторов.
2. Опишите работу пневматический упругий элемент.
3. Назначение пневматического упругого элемент.
4. Дайте определение устойчивости рамы.
5. Какие механические колебания стабилизирует пневматические упругие элементы? Гашение колебаний.
6. Преимущества и недостатки пневматического тормоза.

Пример: масса фуры в полностью загруженном состоянии составляет $G_u = 22000$ кг, расстояние от оси кронштейна до оси автомобиля $L_1 = 500$ мм, расстояние от центра пневмоподушки до ось автомобиля $L_2 = 385$ мм, Определите силу нагрузки действующую на пневматическую подушку.

Пример решения задачи: Определяем величину действующей нагрузки на одну ось:

$$G_A = 0.5 * G_u = 0.5 * 22000 = 11000 \text{ кг}$$

Определяем силу тяжести, действующую на ось:

$$F_A = G_A * g_n = 11000 * 9.81 = 129492 \text{ Н}$$

Определяем силу реакции, действующую на ось колеса от базовой точки:

$$F_N = \frac{F_A}{2} = \frac{129492}{2} = 53955 \text{ Н}$$

Определяем силу, действующую на кронштейн:

$$F_{st} = F_N * \frac{L_2}{L_1 + L_2} = 53955 * \frac{385}{500 + 385} = 23472 \text{ Н}$$

Сила, действующая на пневматическую подушку, определяется следующим образом:

$$F_{lf} = F_N * \frac{L_1}{L_1 + L_2} = 53955 * \frac{500}{500 + 385} = 30483 \text{ Н}$$

В заключение, если масса фуры в полностью загруженном состоянии равна $G_u = 22000$ кг, то этому автомобилю необходима пневматическая подушка, способная выдержать усилие $F_{lf} = 30483$ Н.

Индивидуальное задание:

Таблица 11.1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|-----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| G_u, t | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 17 | 16 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 17 | 16 | 18 |
| $L_1, мм$ | 50 | 55 | 60 | 62 | 52 | 54 | 45 | 50 | 55 | 60 | 62 | 52 | 54 | 45 | 50 |
| | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $L_2, мм$ | 300 | 320 | 330 | 350 | 400 | 410 | 380 | 290 | 300 | 320 | 330 | 350 | 400 | 410 | 380 |

Список использованной литературы

1. Башта Г.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Издательский дом «Альян», 2010.

2. Гидропневмооборудование мобильных машин: лабораторный практикум для студентов специальностей 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины», 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 05 «Электрический и автономный транспорт», 1-61 01 01-01 «Промышленный дизайн (транспортных средств)» / сост.: А. И. Рахлей, А. С. Поварехо, В. В. Гуськов. – Минск : БНТУ, 2020. – 92 с. ISBN 978-985-583-176-2.

3. Даршт, Я.А. Гидропривод и средства автоматизации [Текст]: учеб. пособие / Я.А. Даршт. – Ковров: ФГБОУ ВПО «КГТА им. В.А. Дегтярева», 2012. – 108 с.

4. Чебунин А.Ф. Гидропривод транспортных и технологических машин: учеб. пособие / А.Ф. Чебунин. – 2-е изд., испр. – Чита: ЗабГУ, 2012. – 135 с.

5. Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортнотехнологических машин и оборудования: учебное пособие / В.В. Буренин, Г.С. Мазлумян, Л.А. Пресняков, Г.О. Трифонова, О.И. Трифонова, Р.В. Чайка. – М.: филиал ФГУП "ЦЭНКИ" -КБТХМ, 2017. – 217 с.

6. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы». – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с., ил

7. Основы гидравлики и гидропривод: Учебник для строительных техникумов. — М.: Высш. школа, 1978. 222 с., ил.

8. Крумбольдт Л.Н. Конструирование и расчет приводов управления агрегатами и механизмами трансмиссий тракторов и тягачей. – М.: МГТУ «МАМИ», 2000

9. Гидравлические и электрические части CLAAS Основные положения. Printed in Germany.

10. www.ziyonet.uz

СОДЕРЖАНИЕ

| | | |
|----------------------------------|---|----|
| Введение | | 3 |
| Практическая работа №1 | Определение основных параметров радиально-поршневого гидронасоса | 4 |
| Практическая работа №2 | Определение основных параметров шестеренчатого насоса | 8 |
| Практическая работа №3 | Определение основных параметров автомобильного гидравлического домкрата | 12 |
| Практическая работа №4 | Определение основных параметров работы гидравлической тормозной системы | 16 |
| Практическая работа №5 | Определение основных параметров фрикционных гидроподжимыми муфтами коробок передач. | 21 |
| Практическая работа №6 | Определение основных параметров механизма гидравлического привода блокировки дифференциала. | 26 |
| Практическая работа №7 | Определение основных параметров гидроусилителя руля | 31 |
| Практическая работа №8 | Расчет основных параметров гидродинамической муфты | 36 |
| Практическая работа №9 | Определение основных параметров гидродинамического трансформатора | 41 |
| Практическая работа №10 | Определение основных параметров провода пневматической тормозной системы | 45 |
| Практическая работа №11 | Определение основных параметров пневматической подвески автомобилей и тракторов | 49 |
| Список использованной литературы | | 55 |

Редактор Покачалова Н.С.