

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Филиал Белорусского национального технического университета,
г. Солигорск
Кафедра «Технологии и оборудование разработки месторождений полезных
ископаемых»

СОГЛАСОВАНО
Заведующий кафедрой
_____ Я.Л. Городецкий
« ____ » _____

СОГЛАСОВАНО
Директор филиала БНТУ,
г. Солигорск
_____ С.Н. Речиц
« ____ » _____

ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

**«ГИДРАВЛИКА
И ГИДРОПРИВОД ГОРНОЙ ТЕХНИКИ»**

для специальностей 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование
(по направлениям)», 7-07-0714-01 «Машины и оборудование для
горнодобывающих производств»

Составитель:

К.С. Вегера, преподаватель кафедры «Технологии и оборудование разработки
месторождений полезных ископаемых» филиала БНТУ, г. Солигорск.

Рассмотрено и утверждено

на заседании Совета филиала БНТУ, г. Солигорск « ____ » _____,
протокол № ____

г. Минск, 2024 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА	4
I ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	6
Тема 1.1 Цель и задачи курса. Предмет гидравлики. Гидравлические приводы горной техники.....	6
Тема 2.1 Гидростатическое давление и его свойства. Основное дифференциальное уравнение жидкого тела.....	20
Тема 2.2 Давление жидкости на плоские и криволинейные поверхности	29
Тема 2.3 Основные понятия гидродинамики.....	32
Тема 2.4 Уравнение Бернулли	37
Тема 2.5 Гидравлическое сопротивление и потери напора при движении жидкости	43
Тема 2.6 Гидравлический расчет трубопроводов	49
Тема 2.7 Истечение жидкости через отверстия и насадки	53
Тема 2.8 Воздействие гидравлических струй на твердую преграду.....	58
Тема 2.9 Основы теории гидравлического моделирования	60
Тема 3.1 Принцип действия и основные параметры лопастных гидромашин.....	64
Тема 3.2 Центробежные и осевые насосы	67
Тема 3.3 Подобие лопастных машин	69
Тема 3.4 Поршневые насосы и гидромоторы	72
Тема 4.1 Определение режима работы насоса на сеть.....	79
Тема 5.1 Основы положения теории силового потока.....	90
Тема 5.2 Назначение и принцип действия гидравлических приводов.....	93
Тема 5.3 Рабочие жидкости (РЖ) гидропроводов	99
Тема 5.4 Объемные насосы для гидроприводов	107
Тема 5.5 Объемные гидродвигатели	111
Тема 5.6 Гидроаппаратура.....	120
Тема 5.7 Уплотнительные устройства, гидроемкости и гидролинии.....	139
Тема 5.8 Методика проектного расчета ОГП	153
Тема 5.9 Регулирование скорости выходного звена ОГП.....	169
Тема 5.10 Гидравлические усилители мощности	179
Тема 5.11 Следящие гидроприводы	187
Тема 5.12 Гидродинамические передачи.....	191
II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	196
2.1 Перечень тем практических занятий.....	196
III РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ	197
3.1 Средства диагностики результатов учебной деятельности	197
3.2 Примерный перечень контрольных вопросов для самостоятельной работы студентов	197
IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ.....	202

4.1 Основная литература.....	202
4.2 Дополнительная литература	202
ПРИЛОЖЕНИЕ А	203

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Электронный учебно-методический комплекс (далее – ЭУМК) по учебной дисциплине «Гидравлика и гидропривод горной техники» предназначен для специальностей 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)» и 7-07-0714-01 «Машины и оборудование для горнодобывающих производств».

При написании ЭУМК использованы материалы, изложенные в учебниках, учебных пособиях, методических указаниях.

Целью изучения дисциплины «Гидравлика и гидропривод горной техники» является приобретение студентами знаний в области гидравлики и гидроприводов горных машин.

Основными задачами преподавания учебной дисциплины являются приобретение студентами комплекса теоретических и практических знаний по физическим свойствам капельных жидкостей, основам гидростатики, гидродинамики и теории гидравлического моделирования, устройству и принципам действия гидравлических машин и гидравлических приводов, а также методов проектного расчета гидравлических трубопроводов и объемных гидроприводов горных машин и установок.

Дисциплина базируется на предметах механико-математического цикла «Математика», «Физика», «Теоретическая механика».

В результате освоения дисциплины «Гидравлика и гидропривод горной техники» студент должен:

знать:

- возможности, достоинства и недостатки различных схем приводов рабочих органов горных машин и оборудования;
- методики выбора рациональной схемы привода рабочих органов горных машин и оборудования, расчета мощностных, силовых и кинематических параметров, реализуемых в приводе силовых передач;
- общие принципы трансформации силового потока от приводного двигателя к рабочему органу, функциональные схемы приводов, явления, протекающие в силовых передачах различных типов (использующих различные формы энергии);
- конструктивные схемы типовых приводов горных машин и оборудования;
- порядок выполнения основных расчетов гидромеханических передач;
- основные методы регулирования режимов работы приводов;

уметь:

- рассчитывать механические характеристики гидромеханических передач и применять эти знания при проектировании машин и оборудования;
- выбирать рациональные схемы привода рабочих органов в горном

оборудовании различных классов: карьерном, шахтном, обогатительном, горнотранспортном, соответственно направлениям специальности;

– рассчитывать мощностные, силовые и кинематические параметры, реализуемые в приводе гидромеханических передач;

владеть:

– методикой выбора рациональной схемы привода рабочих органов горных машин и оборудования, расчета мощностных, силовых и кинематических параметров, реализуемых в приводе силовых передач;

– методами расчета и построения рабочих характеристик механических и гидравлических гидромеханических передач.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

ЭУМК включает учебные, научные и методические материалы по учебной дисциплине «Гидравлика и гидропривод горной техники». Состоит из четырех разделов: теоретического, практического, контроля знаний, вспомогательного.

Теоретический раздел ЭУМК содержит материалы для теоретического изучения дисциплины в объеме, установленном учебными планами и учебными программами для специальностей 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)» и 7-07-0714-01 «Машины и оборудование для горнодобывающих производств».

В практическом разделе ЭУМК приведены темы практических занятий.

Раздел контроля знаний включает вопросы для подготовки к сдаче зачета и экзамена.

Во вспомогательный раздел входит перечень литературных источников.

Предложенные материалы являются теоретической основой для изучения учебной дисциплины «Гидравлика и гидропривод горной техники».

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

Электронный документ открывается в среде Windows на IBM PC – совместимом персональном компьютере стандартной конфигурации.

I ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Тема 1.1 Цель и задачи курса. Предмет гидравлики. Гидравлические приводы горной техники

При решении различных проблем в самых разнообразных отраслях промышленности часто приходится встречаться с вопросом о движении различных жидкостей, а также с вопросом о силовом (механическом) воздействия жидкости на те или другие поверхности и на обтекаемые ею твердые тела. Исследования этих вопросов постепенно привело к созданию обширной науки, которую следует называть «механикой жидкого тела» или «гидромеханикой».

Исторически сложилось так, что развитие гидромеханики, как у нас, так и за рубежом шло по двум направлениям:

– первый путь – теоретический, путь точного математического анализа, основанного на законах механики. Он привел к созданию теоретической гидромеханики, которая долгое время являлась самостоятельной дисциплиной не связанной с экспериментом. Однако на пути чисто теоретического исследования движения жидкости встречается много трудностей, и методы теоретической гидромеханики не всегда дают ответы на вопросы, выдвигаемые практикой.

– второй путь – путь широкого эксперимента и накопления опытных данных для использования их в инженерной практике – привёл к созданию технической гидромеханики или гидравлики. Этот путь возник из насущных задач практической инженерной деятельности людей. В начальный период своего развития гидравлика была наукой чисто электрической.

В настоящее же время в ней, где это возможно и целесообразно, всё больше применяют методы теоретической гидромеханики для решения отдельных задач, а теоретическая гидромеханика всё чаще начинает прибегать к эксперименту как к критерию достоверности своих выводов. Таким образом, различие в методах этих двух направлений одной и той же науки постепенно исчезает.

Из сказанного выше видно, что термины «Техническая гидромеханика», «Техническая механика жидкости» и «Гидравлика» следует рассматривать как имеющие одинаковое значение (как бы синонимы).

Гидравлика – прикладная наука, изучающая законы равновесия и движения жидкости и разрабатывающая на основе теории и эксперимента способы применения этих законов к решению различных задач инженерной практики.

Слово «гидравлика» произошло от слияния двух греческих слов «хюдор» – вода и «аулос» – труба, канал, струя.

Гидравлика – очень древняя наука. За несколько тысяч лет до нашей эры в Индии, Китае, в Египте, странах Ближнего и Среднего востока уже строились

различные гидротехнические сооружения: каналы, платины, водяные колеса. Методов расчета этих сооружений в то время не существовало и определенные достижения в гидротехническом строительстве были возможны благодаря искусству и практическому опыту строителей.

Первым научным трудом в области гидравлики считается написанный примерно за 250 лет до н.э. трактат Архимеда «О плавающих телах», в котором величайший ученый древности сформулировал закон о давлении жидкости на погруженное в нее тело.

Особое развитие гидравлика получила в средние века. В XV веке Леонардо да Винчи написал труд «О движении и измерении воды в тесных сооружениях», опубликованный через 307 лет после его смерти в 1826 году.

В 1586 году голландский ученый Симон Стевин опубликовал работу «Начало гидростатики». В XVI – XVII веках Г. Галилей, Э. Таричелли, Б. Паскаль и И. Ньютон проводили исследования, позволившие разработать основы гидромеханики.

В 1755 – 1756 годах выходят в свет работы Л.П. Эйлера, где впервые приводится полная система дифференциальных уравнений равновесия и движения идеальной ж.

Основоположниками гидравлики как самостоятельной науки являются члены Петербургской академии наук М.В. Ломоносова, Д.И. Бернулли, Л.П. Эйлер. В 1738 году была опубликована работа Д. Бернулли «Гидравлика или записки о силах движения жидкости», в которой установлена зависимость между давлением и скоростью в элементарной струйке идеальной жидкости.

Представляют интерес такие работы Шизе, Вентури, Вейсбаха, Дарси, Базена и Рейнольдса. Труды этих ученых посвящены главным образом изучению турбулентности потоков и установлению общих законов сопротивления движению вязких жидкостей, а также исследованию движения жидкости в трубах, каналах и на водосливах. Большое внимание уделено в них также разработке теории размерности и подобия и постановке лабораторных экспериментов.

В 1791 году вышла в свет первое русское руководство по гидравлике А. Колмакова «Карманная книжка для вычисления количества воды, вытекающей через трубы, отверстие или по желобам, также и силы, какой они ударяют, стремясь с данной скоростью».

В конце XIX – начала XX века появились работы русских ученых: И.С. Громека, предположившего уравнения вихревого движения жидкости; Н.П. Петрова, разработавшего гидродинамическую теорию смазки; Н.Е. Жуковского, создавшего теорию гидравлического удара в трубах.

Большой вклад в развитие гидравлики принесли советские ученые: А.Н. Колмогоров (теория турбулентности), Н.Н. Павловский (теория

фильтрации, равномерное и неравномерное движение жидкости), И.Н. Куколевский (теория машиностроительной гидравлики), С.А. Христианович (неустановившиеся движения жидкости) и многое другие.

Гидравлику как прикладную инженерную науку широко используют в различных областях техники, она дает методы расчета и проектирования разнообразных гидротехнических сооружений, гидромашин и состоящих из них самых различных гидросистем, которые широко используются в машиностроении, на транспорте, в авиации и других отраслях промышленности.

Для расчета и проектирования таких гидросистем гидромашин, гидроприводов и систем их автоматического регулирования, а также для правильной их эксплуатации, ремонта и наладки нужно иметь соответствующую подготовку в области гидравлики и теории гидромашин. Получить такую подготовку и является основной задачей стоящей перед нашим курсом.

Изучение курса начнем непосредственно с самого понятия «Жидкость» и основных её свойств, которые необходимы нам в дальнейшем. Четкого определения понятия «жидкость» не существует и разные авторы трактуют его по своему. Наиболее общим является следующее:

Жидкостью называется сплошная среда, образующая способностью легко изменять свою форму под действием даже незначительных сил. Жидкость – агрегатное состояние вещества, сочетающая в себе черты как твердого, так и газообразного состояния. Благодаря легкоподвижности частиц, обусловленной слабостью сил межмолекулярного сцепления, и, следовательно, неспособностью воспринимать в состоянии покоя даже малые касательные напряжения, жидкости легко изменяют свою форму, принимая форму того сосуда, в котором они находятся. Эта способность жидкости неограниченно деформироваться под действием сколь угодно малых сил называется текучестью. Это одно из основных свойств жидкостей.

Многие свойства жидкостей уже известны вам из физики, химии, ряда смежных дисциплин и повседневной практике. Мы же кратко рассмотрим те свойства жидкостей, которые существенны при рассмотрении задач механики жидкости – гидравлики.

1. Плотность – ρ , (кг/м³) – называют массу жидкости в единице объема

$$\rho = \frac{m}{W}, \quad 1.1$$

где m – масса жидкости;

W – объем этой массы.

2. Удельным весом – γ , (Н/м³) – называют вес жидкости в единице объема

$$\gamma = \frac{G}{W}, \quad 1.2$$

где G – вес, рассматриваемого объема жидкости.

Поскольку вес тела

$$G = mg, \quad 1.3$$

где g – ускорение свободного падения, то подставляя (1.3) в (1.2) получим взаимосвязь между удельным весом и плотностью

$$\gamma = \frac{G}{W} = \frac{mg}{W} = \rho g.$$

Для примера запишем среднее значение ρ и γ для некоторых часто встречающихся жидкостей при температуре $t = 20^\circ\text{C}$ (таблица 1.1.1).

Таблица 1.1.1 – Среднее значение ρ и γ для некоторых часто встречающихся жидкостей при температуре $t = 20^\circ\text{C}$

Жидкость	ρ , кг/м ³	γ , Н/м ³
Вода пресная	998	9790
Вода морская	1002 – 1029	10010 – 10090
Бензин	739 – 751	7250 – 7370
Масло минеральное	877 – 892	8000 – 8750
Нефть	850 – 950	8340 – 9320
Ртуть	13547	132900

Плотность и уд. вес жидкости зависят от температуры.

3. Сжимаемость жидкости – это ее свойство изменять свой объем под действием давления, характеризующийся коэффициентом объемного сжатия β_p , который представляет собой относительное изменение объема, приходящееся на единицу давления.

$$\beta_p = -\frac{1}{W} \cdot \frac{dW}{dp} \left(\beta_p = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dp} \right),$$

где $d\rho$ – изменение давления.

Знак минус говорит о том, что положительному приращению давления (увеличению) соответствует отрицательное приращение объема (уменьшение).

4. Упругость – свойство жидких тел восстанавливать свой объем после прекращения действия внешних сил. Упругость характеризуется модулем объемной упругости E_0 , величина которого обратная коэффициенту объемного сжатия

$$E_0 = \frac{1}{\beta_p}.$$

Для примера запишем среднее значение коэффициентов объемного сжатия β_p и модуля объемной упругости E_0 для некоторых жидкостей (таблица 1.1.2).

Таблица 1.1.2 – Среднее значение коэффициентов объемного сжатия β_p и модуля объемной упругости E_0 для некоторых жидкостей

Жидкость	$\beta_p, 1/\text{кПа}$	$E_0, \text{МПа}$
Вода	0,0000051	1960
Керосин	0,0000059	1690
Нефть	0,0000074	1350
Ртуть	0,000000313	32000

Для обычно встречающихся на практике изменений давления, можно принимать с точностью, вполне достаточной для большинства инженерных расчетов, плотность жидкостей постоянной и считать, что они несжимаемы. Так, например, при повышении давления на 0,1 МПа объем воды уменьшается всего на 1/20000 частей. Однако, в некоторых случаях, в частности, при изучении явления гидравлического удара в трубах, где сжимаемость и упругость жидкости является определяющими, пренебрегать этими свойствами нельзя.

5. Температурные расширения характеризуется коэффициентом температурного расширения β_T , который представляет собой относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1 °С, т.е.

$$\beta_T = \frac{1}{W} \cdot \frac{dW}{dT}.$$

Рассматривая конечное превращение $\Delta W = W - W_1$ и $\Delta T = T - T_1$ и принимая β_T постоянным получаем:

$$W = W_1(1 + \beta_T \cdot \Delta T).$$

Для воды коэффициент β_T при температуре от 10 до 20 °С и давлении 0,1 МПа $\beta_T = 0,00015$ 1/Гр, для минеральных масел $\beta_T = 0,0008$ $\beta_T = 0,0008$ 1/Гр.

6. На поверхности раздела жидкости и газа действующие силы поверхностного натяжения, стремящиеся придать объему жидкости сферическую форму и вызывающие некоторое дополнительное давление. Однако это давление заметно сказывается лишь при малых объемах жидкости и для сферических объемов (капель), определяются формулой:

$$p = \frac{2\delta}{r},$$

где δ – коэффициент полного натяжения жидкости;

r – радиус сферы.

Значение коэффициента δ для разных жидкостей граничащих с воздухом при 20 °С следующее: вода $\delta = 0,073$ Н/м, керосин $\delta = 0,027$ Н/м, ртуть $\delta = 0,46$ Н/м. С ростом температуры поверхностное натяжение уменьшается.

В трубках малого диаметра поверхностное натяжение вызывает подъем (или опускания) жидкости относительно нормального уровня. Это явление называется капиллярным эффектом. Высота капиллярного поднятия воды в стеклянной трубке при $t = 20$ °С.

$$h = \frac{30}{d}, [\text{мм}].$$

Диаметр трубки, мм.

А высота опускания для ртути

$$h = \frac{10}{d}, [\text{мм}].$$

7. Вязкость – это свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) слоев жидкости. Представим слой, движущейся жидкости вдоль поверхности. В случае тормозящего влияния стенки слои жидкости будут двигаться с разными скоростями, значения которых возрастают по мере отдаления от стен. Рассмотрим два слоя жидкости, движущейся на расстоянии dy друг от друга. Вследствие разности скоростей один слой движется быстрее другого на величину du , а величине du/dy является градиентом скорости. Возникающее при этом относительном движении касательное напряжение τ на границе слоев аналогично явлению сдвига в твердых телах и пропорционально градиенту скорости деформации, т.е.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy},$$

μ – коэффициент пропорциональности, который называется коэффициент динамической вязкости.

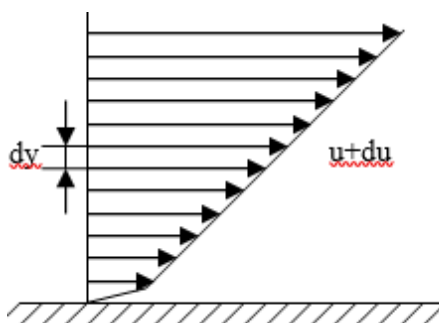


Рисунок 1.1.1

В качестве единицы измерения величины μ принимают так называемые Пуаз (П).

$$1 \text{ П} = 1 \frac{\text{г}}{\text{см} \cdot \text{сек}} = 1 \frac{\text{Дин} \cdot \text{с}}{\text{см}^2} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

В практических расчетах часто пользуются кинематическим коэффициентом вязкости, представляющим собой отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

В качестве единицы измерения кинематической вязкости используют Стоксы (Ст).

$$1 \text{ Ст} = 1 \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = 1 \frac{\text{П}}{\text{г/см}^3}.$$

Вязкость жидкости существенно зависит от температуры, с увеличением температуры вязкость уменьшается.

В качестве примера приведем величины вязкости для некоторых часто встречающихся жидкостей (таблица 1.1.3).

Таблица 1.1.3 – Величины вязкости для некоторых часто встречающихся жидкостей

Жидкость	t °С	μ , П	ν , Ст
Вода	20	0,01004	0,01006
Бензин	15	0,0065	0,0093
Керосин	15	0,0217	0,027
Ртуть	15	0,0154	0,0011

Следует отметить, что существует ряд жидкостей, вязкость которых зависит не только от температуры, но и от скорости деформации. Такие жидкости называются неньютоновскими.

Вязкость жидкостей измеряется приборами, которые называются вискозиметрами.

Кроме перечисленных, жидкости обладают целым рядом свойств, таких как газосодержание, испарение, кипение, теплоемкость и др., которые рассматриваются в специальных курсах.

Следует отметить, что с целью облегчения решения многих задач инженерной гидравлики введено понятие идеальной жидкости – это условная жидкость, которая обладает абсолютной несжимаемостью, подвижностью и отсутствием сил сцепления, т.е. вязкостью равной нулю.

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости энергию и передают её рабочему органу для полезного использования (гидравлическая турбина). В динамических насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере, имеющей постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. К ним относятся лопастные машины, вихревые, струйные и другие типы насосов.

Лопастной машиной называется устройство, предназначенное для преобразования энергии потока жидкости или газа в энергию вращательного движения или наоборот. К гидравлическим лопастным машинам относятся лопастные насосы, гидротурбины, гидравлические динамические муфты и трансформаторы крутящего момента.

Лопастной насос – это устройство, в котором осуществляется преобразование механической энергии в гидравлическую за счет динамического взаимодействия между потоком жидкости и лопастями рабочего колеса.

Гидравлическая турбина – это устройство, в котором энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию, т.е. во вращательную энергию на валу рабочего колеса.

Рабочим органом лопастной машины является вращающийся ротор, состоящий из рабочего колеса и вала. **Рабочим колесом** называется система лопастей, закрепленная на валу машины (рисунок 1.1.2).

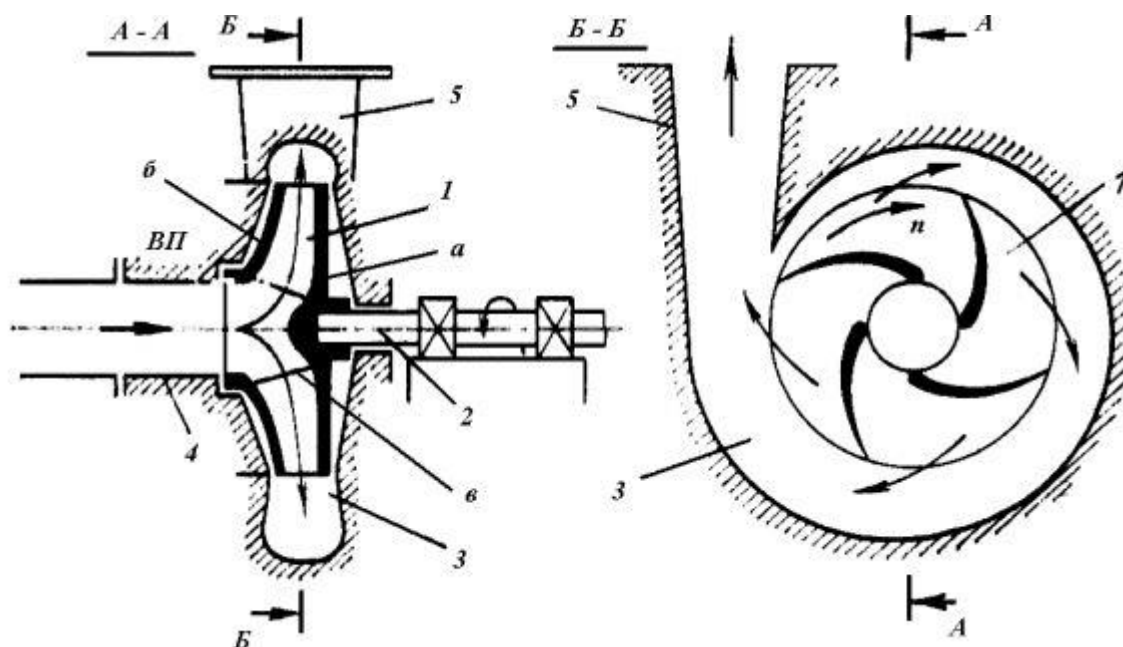


Рисунок 1.1.2 – Схема центробежного насоса

Центробежный насос состоит из рабочего колеса 1 с криволинейными лопастями, насаженного на вал 2, и камеры 3, в которой располагается рабочее колесо. По входному патрубку 4 жидкость подается к центральной части рабочего колеса и выбрасывается из него в спиральную отвод 3, переходящий в короткий диффузор – напорный патрубок 5. Назначением рабочего колеса является передача жидкости энергии от двигателя. Рабочее колесо центробежного насоса состоит из ведущего а и ведомого (обода) б дисков, между которыми находятся лопатки в, изогнутые, как правило, в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Ведущим диском рабочее колесо крепится на валу. В центробежном насосе на жидкость, заполняющую каналы между лопастями колеса и вращающуюся вместе с ним, действует центробежная сила и отбрасывает её от центра колеса на периферию, создавая повышенное давление на периферии и разрежение в центре. Поэтому постоянно происходит всасывание жидкости в подводящее отверстие.

Динамическое воздействие лопастей на поток приводит к тому, что давление в напорном патрубке будет больше, чем давление во всасывающем патрубке, т.е. создается напор, зависящий от частоты вращения колеса. Привод насоса осуществляется непосредственно от вала электродвигателя.

Вихревые насосы. Напор вихревого насоса в 3-9 раз больше, чем центробежного. Большинство вихревых насосов имеет способность при пуске всасывать жидкость без предварительного заполнения подводящего трубопровода. Недостатком является низкий КПД, не больше 45 %. Вихревые насосы изготавливают на подачу до 12 л/с. Напор вихревых насосов достигает 250 м, мощность доходит до 25 кВт; $n_s = 4 \dots 40$. Вихревые насосы не пригодны для перекачивания жидкости с большой вязкостью и жидкостей с абразивными частицами и широко применяются для подачи легко летучих жидкостей (бензин, спирт и др.), сжиженных газов, кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов.

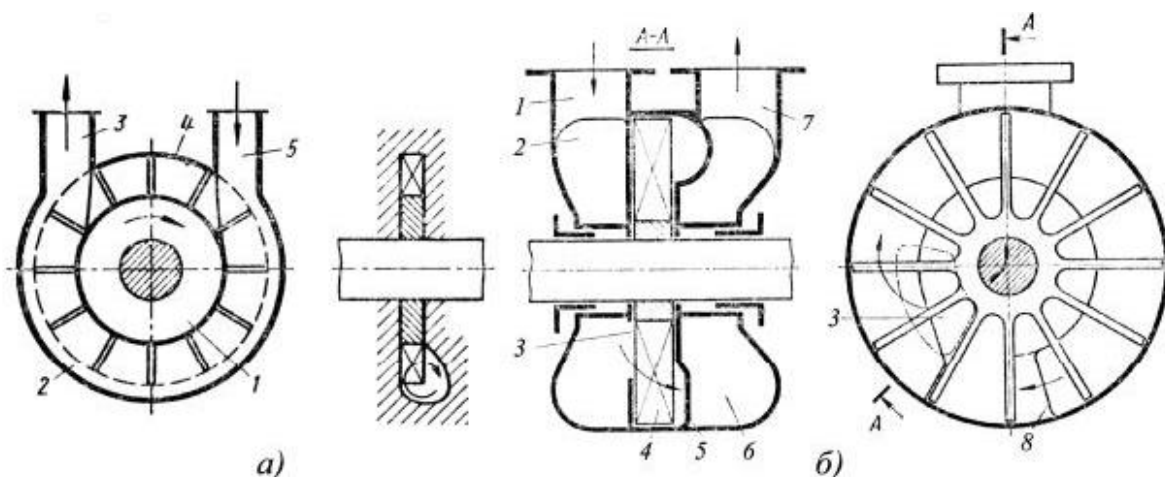


Рисунок 1.1.3 – Схемы закрыто-вихревого (а) и открыто-вихревого (б) насосов

Насосы бывают закрыто- и открыто-вихревые. Рабочим органом закрыто-вихревого насоса (рисунок 1.1.3, а) является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками, помещённое в цилиндрический корпус с малыми торцовыми зазорами. В боковых и периферийной стенках корпуса имеется концентричный канал 2, начинающийся у входного отверстия и заканчивающийся у напорного. Канал прерывается перемычкой 4 – уплотнением между напорной и входной полостями. Жидкость поступает через входной патрубок 5 непосредственно в канал 2, перемещается по нему рабочим колесом и уходит в напорный патрубок 3.

В открыто вихревых насосах (рисунок 1.1.3, б) жидкость из подводящего патрубка 1 поступает в подвод 2, из которого через входное окно 3 подается к лопаткам рабочего колеса 4 и, только пройдя через него, поступает в канал 5. Далее жидкость перемещается по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие 8 уходит в отвод 6 и напорный патрубок 7. Этот насос имеет открытый канал, который заканчивается напорным отверстием 8.

Рабочее колесо вихревого насоса работает засасывая жидкость из внутренней части канала и нагнетая во внешнюю. В результате возникает

продольный вихрь (рисунок 1.3, а). При вращении рабочего колеса возникают центробежные силы, под действием которых жидкость выбрасывается в канал 2. Таким образом, жидкость, двигаясь вдоль канала от всасывающего трубопровода к нагнетательному, совершает вихревое движение, входя в межлопастное пространство рабочего колеса и выходя из него. При каждом таком вихре жидкость получает новую порцию энергии, и потому напор вдоль канала возрастает.

Принцип работы струйного насоса основан на перемещении среды различного агрегатного состояния по трубопроводу с вмонтированным в него соплом. Такое сопло изготавливается суженным. Благодаря сужению скорость жидкости при движении увеличивается.

Схема работы струйного насоса выглядит следующим образом (рисунок 1.1.4).

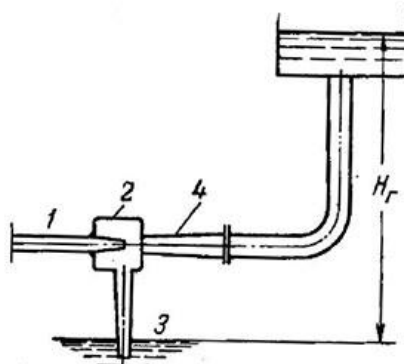


Рисунок 1.1.4 – Схема струйного насоса

Поток жидкости проходит через сопло 1 (рисунок 1.1.4). Сечение сопла по длине уменьшается, поэтому постепенно увеличивается скорость потока. Кинетическая энергия потока при этом возрастает, достигая наивысшего значения на выходе его из сопла в камеру 2.

Повышение кинетической энергии обуславливает понижение давления в камере 2. Под влиянием разности атмосферного давления и давления в камере 2 жидкость поднимается от уровня 3 в камеру 2, где она захватывается струёй рабочей жидкости, вытекающей с большой скоростью из сопла 1.

Смесь рабочей и перемещаемой жидкостей поступает в расширяющийся патрубок 4 и далее по трубопроводу в бак на высоту H_g .

Объективно, струйный насос сложно отнести к нагнетательным устройствам в классическом понимании, так как он не обеспечивает избыточный напор на стороне нагнетания потока. Цилиндрический насадок как струйный насос в практике не используется, что объясняется большими потерями энергии в нем. Конструктивная схема струйного компрессора, применяемого в промышленности выглядит следующим образом.

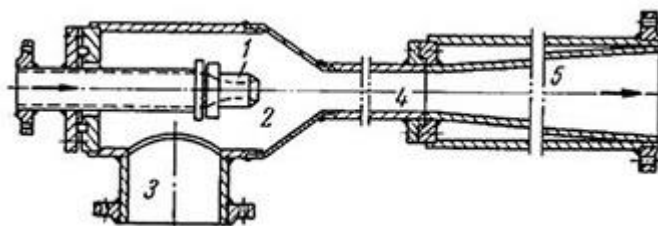


Рисунок 1.1.5 – Схема промышленного струйного насоса

Рабочая жидкость вытекает с высокой скоростью через сопло 1 (рисунок 1.1.5) в приемную камеру 2. Струя рабочей жидкости в приемной камере соприкасается с перемещаемой жидкостью, поступающей по трубе 3. Благодаря трению и импульсному обмену на поверхности струи в приемной камере происходит захватывание и перемещение жидкости, поступающей по трубе 3 в камеру смешения 4 и далее в конический диффузор 5.

В камере смешения происходит обмен импульсами между рабочей и перемещаемой жидкостями. В диффузоре протекает процесс превращения кинетической энергии в потенциальную. Из диффузора жидкость поступает в напорный трубопровод.

В промышленности распространены два типа струйных аппаратов: водоструйные и пароструйные компрессоры. В водоструйных насосах рабочей жидкостью является вода, а в пароструйных – пар. Способ работы водоструйных насосов и пароструйных компрессоров по существу одинаков; в рабочем процессе их имеется различие вследствие разницы в свойствах рабочих жидкостей.

Применение лопастных машин в качестве элементов гидросистем горной мобильной техники, в частности автотракторной, ограничено. Несколько шире лопастные насосы используются как дополнительное оборудование для специальных автомобилей и тракторных агрегатов: на пожарных и поливочных автомобилях, в дождевальных установках, агрегатируемых с тракторами и т.п.

Совсем не применяются в мобильной технике как самостоятельный элемент гидротурбины.

Гидродинамические передачи широко применяются в трансмиссиях автомобилей, автобусов, тракторов, дорожно-строительных, горных и других машин, работающих в тяжелых условиях или при переменных нагрузках.

Гидродинамическая передача – это устройство для передачи механической энергии от вала двигателя на вал приводимой им машины, в которой имеет место двойное преобразование энергии посредством жидкости, при отсутствии жёсткого соединения входного и выходного валов.

Гидродинамические передачи делятся на:

– **гидродинамическая муфта** – это передача, обеспечивающая гибкое соединение и передачу мощности с ведущего на ведомый вал при взаимодействии рабочей жидкости с лопатками без изменения крутящего момента.

– **гидродинамический трансформатор** – это энергетическая машина, обеспечивающая гибкое соединение валов и передачу мощности с входного вала на выходной с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего.

Гидродинамические передачи могут ограничивать момент сопротивления, нагружающего двигатель, и сглаживать пульсации этого момента при пульсирующем изменении сопротивления потребителя. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, увеличивая их долговечность. Гидродинамические передачи устраняют также перегрузку двигателей во время пуска, при разгоне приводимых объектов с большой инерцией; автоматически изменяют крутящий момент в зависимости от нагрузки со стороны потребителя. Гидродинамические трансформаторы обеспечивают бесступенчатое изменение передаваемого момента в зависимости от изменения частоты вращения выходного вала. Все указанные функции гидродинамические передачи выполняют автоматически. Гидродинамические передачи широко распространены в приводах транспортных, строительных, дорожных, горных и других машин, имеющих переменные нагрузки на рабочих органах и работающих в особо тяжёлых условиях.

К недостаткам гидродинамических передач относятся:

1) КПД гидротрансформаторов (90 – 93 %) на расчётном режиме ниже КПД механической передачи (93 – 97%). КПД гидродинамических передач изменяется в зависимости от режима работы.

2) Высокая стоимость и сложность изготовления.

3) Необходимость питания и охлаждения передач.

Рабочие жидкости для гидродинамических передач

Для обеспечения нормальной работы в течение длительного времени гидродинамические передачи должны иметь следующие свойства:

- малую вязкость при достаточной смазывающей способности;
- большую плотность;
- высокую температуру вспышки и низкую температуру застывания;
- большие теплоемкость и коэффициент теплопроводности;
- пониженную кислотность;
- должны быть чистыми и не содержать смолистых и асфальтовых веществ;
- должны быть устойчивыми к пенообразованию и к перемешиванию с водой;

– должны быть безвредными и безопасными в работе.

Наиболее отвечают этим требованиям минеральные, синтетические масла и их смеси со специальными присадками различного назначения. Для большинства гидромуфт, работающих в нормальных условиях, применяется турбинное масло Т – 22(л) с добавлением антивспенивающих присадок. Для гидротрансформаторов применяют смесь масел, трансформаторное масло или ВНИИНП-403 и др.

Гидростатическая трансмиссия – это гидравлический привод с закрытым (замкнутым) контуром, в состав которого входят один или несколько гидравлических насосов и моторов. В российской и советской литературе для таких гидроприводов применяется другое название – **гидрообъемная передача** (рисунок 1.1.6).

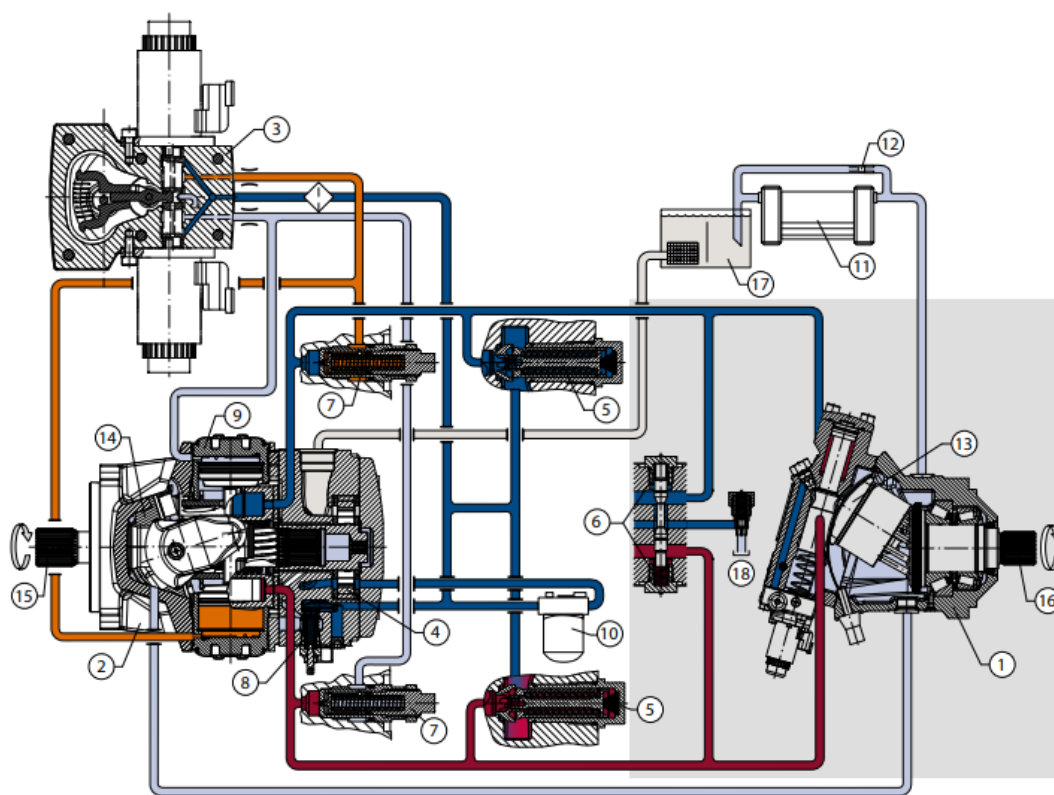


Рисунок 1.1.6 – Схема гидрообъемной передачи

Наиболее частое применение гидростатической трансмиссии – привод хода машин на колёсном или гусеничном ходу – где гидропривод предназначен для передачи механической энергии от приводного двигателя к мосту, колесу или ведущей звезде гусеничной машины, посредством регулирования подачи насоса и выходной тяговой мощности за счёт регулирования гидромотора.

Гидростатическая трансмиссия имеет массу преимуществ перед механическим приводом. Одно из достоинств – упрощение механической разводки по машине. Это позволяет получить выигрыш в надежности, ведь зачастую при большой нагрузке на машину карданы не выдерживают и

приходится ремонтировать машину. В северных условиях это происходит ещё чаще при низких температурах. За счёт упрощения механической разводки удастся так же освободить место для вспомогательного оборудования. Применение гидростатической трансмиссии может позволить полностью убрать валы и мосты, заменив их насосной установкой и гидромоторами с редукторами, встраиваемыми прямо в колеса. Либо, в более простом варианте, гидромоторы могут быть встроены в мост.

Схема, где гидромоторы встраиваются в колеса, может быть применима для колёсных машин, но более интересен вариант такого гидропривода для гусеничной техники которая чаще всего используется в горной технике.

Недостатком гидростатической трансмиссии можно считать не высокий КПД, который значительно ниже, чем у механической передачи. Однако по сравнению с механическими трансмиссиями, включающими коробки передач, гидростатическая трансмиссия оказывается экономичнее и быстрее. Происходит это по причине того, что в момент ручного переключения передач приходится отпускать и нажимать педаль газа. Именно в этот момент двигатель тратит много мощности, а скорость машины меняется рывками. Всё это негативно сказывается как на скорости, так и на расходе топлива. В гидростатической трансмиссии этот процесс происходит плавно и двигатель работает в более экономичном режиме, что повышает долговечность всей системы.

Тема 2.1 Гидростатическое давление и его свойства. Основное дифференциальное уравнение жидкого тела

В гидравлике, в основном, считается, что жидкость практически не изменяет свой объем под действием внешних сил, т.е. является *несжимаемой*. К несжимаемым жидкостям относятся все капельные жидкости: вода, нефть, мазут. В отличие от капельных жидкостей, газы (воздух, пропан, бутан и т.д.) легко изменяют объем под действием внешних сил, сжимаются, поэтому их называют *сжимаемыми*. Любая капельная жидкость может переходить в газообразное состояние при определенной температуре и давлении. Соответственно, газы при понижении температуры и повышении давления могут переходить в жидкое состояние.

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором изучается равновесие жидкостей и воздействие покоящихся жидкостей на погруженные в них тела и поверхности, ограничивающие жидкости.

Одна из основных задач гидростатики – изучение распределения давления в жидкости и определение на этой основе сил, действующих со стороны жидкости на соприкасающиеся с ней твердые тела.

Знание законов гидростатики позволяет рассчитать силы, действующие на дно и стенки сосудов различной формы и назначения (балки, емкости, цистерны), на тела, погруженные в жидкость (под лодки, корабли), и вывести условия плавания тел на поверхности и внутри жидкости.

На все физические тела, в том числе и на жидкости, обладающие массой, действуют силы. Их можно разделить на внешние, действующие из внешнего пространства, например, силы тяжести, центробежные, магнитные, давление стенок сосудов, и внутренние, действующие между молекулами, внутри атомов. Внутренние силы, как правило, полностью уравновешены и поэтому не входят в расчетные формулы, которые мы будем рассматривать. В дальнейшем мы будем иметь дело только с внешними силами.

Внешние силы делят на массовые и поверхностные.

Массовые силы действуют на все частицы данного тела и пропорциональна его массе. К ним относятся силы тяготения, силы инерции – действующие на жидкость при относительном ее покое. В случае однородной жидкости, т. е. жидкости, имеющей всюду одинаковую плотность, массовые силы будут пропорциональны также объему жидкости, поэтому при $\rho = const$, массовые силы можно называть объемными силами.

Поверхностные силы действуют на поверхности тела и пропорциональны его площади. К ним относятся силы воздействия на данное жидкое тело со стороны соседних объемов жидкости или соприкасающихся с данной жидкостью твердых либо газообразных тел.

Следует отметить, что на жидкость в состоянии равновесия могут действовать только поверхностные силы нормальные к ее поверхности, т. е. отсутствуют какие – либо касательные силы вызывающие касательные напряжения. Касательные напряжения в жидкости могут возникать только в случае ее движения.

Гидростатическое давление и его свойства

Рассмотрим некоторый объем покоящейся жидкости (рисунок 2.1.1). Выберем внутри него какую-либо точку A и проведем через нее секущую плоскость $S-S$, которая расщепит объем жидкости на два отсека I и II. Через плоскость $S-S$ на отсек II со стороны отсека I будет действовать сила P , называемая силой гидростатического давления.

Сила P будет нормальной силой. Выделим у точки A на поверхности $S-S$ элементарную площадку $\Delta\omega$, на которую будет приходиться часть силы P , которую обозначим ΔP . Мысленно уменьшая размеры площадки $\Delta\omega$, мы получим гидравлическое давление в данной точке, покоящейся жидкости P , или короче гидростатическое давление

$$P = \lim \Delta P / \Delta\omega, (\Delta\omega \rightarrow 0), \text{ или } P = dP / d\omega.$$

Итак, гидростатическое давление есть предел отношения сжимающей силы ΔP к элементарной площадке $\Delta\omega$ при уменьшении размеров последней до 0.

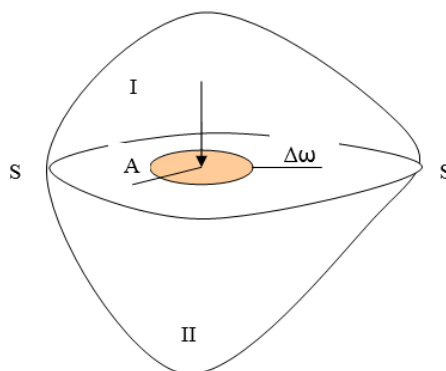


Рисунок 2.1.1 – Некоторый объем покоящейся жидкости

Гидростатическое давление обладает следующими свойствами:

1. Гидростатическое давление действует нормально к площадке действия и является сжимающим, т.е. оно направлено внутрь того объема жидкости, который мы рассматриваем.
2. Гидростатическое давление P в любой точке одинаково по всем направлениям (т.е. не зависит от угла наклона площадки действия).

Для доказательства этого положения выделим внутри покоящейся жидкости произвольную точку А и выделим у этой точки элементарный объем жидкости в виде прямой призмы (рисунок 2.1.2), в основании которой лежит прямоугольный треугольник ABC.

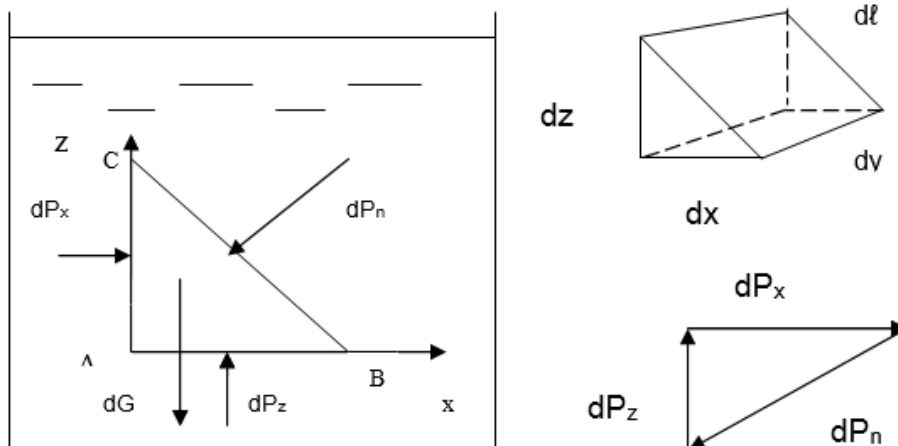


Рисунок 2.1.2

Заменим действие жидкости на призму силами гидростатического давления dP_x , dP_z , dP_n , под действием которых призма находится в равновесии. Сила dG -объемная внешняя сила, которой можно пренебречь в силу ее малости.

Т.к. призма находится в равновесии, то треугольник сил будет замкнутым и подобен треугольнику ABC, и тогда из закона подобия следует, что

$$\frac{dP_x}{AB} = \frac{dP_n}{BC} = \frac{dP_z}{AC} \text{ или } \frac{dP_x}{dz} = \frac{dP_n}{dl} = \frac{dP_z}{dx}$$

Разделим все части этого равенства на длину призмы dy :

$$\frac{dP_x}{dzdy} = \frac{dP_n}{lldy} = \frac{dP_z}{dxdy}$$

В знаменателе каждого из этих выражений площади соответствующих граней призмы. Если размеры dz , dy , dl , dx будут стремиться к 0, то в соответствии с выражением для определения гидростатического давления можно записать:

$$p_x = p_n = p_z = p.$$

Следовательно, можно считать, что положение о равенстве давления в одной точке по всем направлениям доказано.

Давление может быть различно в разных точках жидкости, то есть является функцией координат $p = f(x, y, z)$, следовательно, функция давления дифференцируема и интегрируема.

В единицах СИ давление выражается в паскалях (Па), килопаскалях (кПа). Связь этих единиц с технической атмосферой следующая:

$$1 \text{ кгс/см}^2 = 98100 \text{ Н/м}^2 = 98100 \text{ Па} = 98,1 \text{ кПа} = 0,0981 \text{ МПа}.$$

Чтобы получить основное уравнение гидростатики выполним диф. уравнения равновесия жидкого тела, которые мы получили на прошлой лекции.

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0.$$

И полученное из них выражение для определения гидростатического давления в любой точке плоскости.

$$p = \rho \int (Xdx + Ydy + Zdz). \quad (2.1)$$

Если жидкость находится в равновесии под действием собственного веса, то проекции ускорений вызванных силой тяжести для выбранных координатных осей $X = 0$, $Y = 0$, $Z = -g$, где g – ускорение свободного падения.

Тогда подставляя эти значения в (2.1) получим

$$p = \rho \int (-g)dz.$$

Или проинтегрировав

$$p = -\rho gz + C, \text{ или } p + \rho gz = C, \quad (2.2)$$

где C – постоянная интегрирования.

Для определения постоянной интегрирования рассмотрим находящийся в равновесии произвольный объем жидкости плотностью ρ . На поверхности жидкости имеется давление p_0 расстояние от плоскости сравнения XOY равно Z_0 .

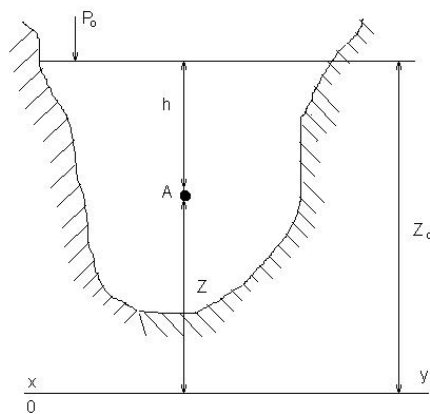


Рисунок 2.1.3

Найдем зависимость для определения давления в произвольной точке, например A , имеющей отметку Z и находящуюся на глубине h над поверхностью жидкости.

$$p + \rho gz = C = p_0 + \rho gz_0.$$

Тогда $p = p_0 + \rho g(z_0 - z)$.

Учитывая, что $z_0 - z = h$, получим что для несжимаемой жидкости, находящейся в равновесии под действием силы тяжести полное гидростатическое давление в точке

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.3)$$

где p_0 – внешнее поверхностное давление, h –глубина погружения точки.

В формуле (2.3) величина ρgh или γh называется весовым давлением , поскольку она представляет собой ту часть полного гидростатического давления, которая обусловлена весом жидкости.

Таким образом абсолютное давление в точке равно сумме внешнего поверхностного давления и весового давления. Из формулы (2.3) также следует, что внешнее давление на поверхность жидкости находящейся в равновесии передается одинаково во все точки внутри жидкости (закон Паскаля).

Из уравнения (2.3) следует, что давление в жидкости зависит от глубины погружения и может измеряться в метрах столба жидкости

$$p = \rho gh = \gamma h \rightarrow h = \frac{p}{\rho g} \text{ м вод. ст.}$$

Так, например, $1 \text{ кг/см}^2 = 10,2 \text{ м вод. ст.} = 0,75 \text{ м рт. ст.}$

Из уравнения (2.3) также следует, что давление состоит из двух частей и поэтому принято разделять четыре вида давлений: абсолютное, атмосферное, избыточное и вакуум. Для измерения атмосферного давления применяют барометры, избыточного – манометры, вакуума – вакуумметры.

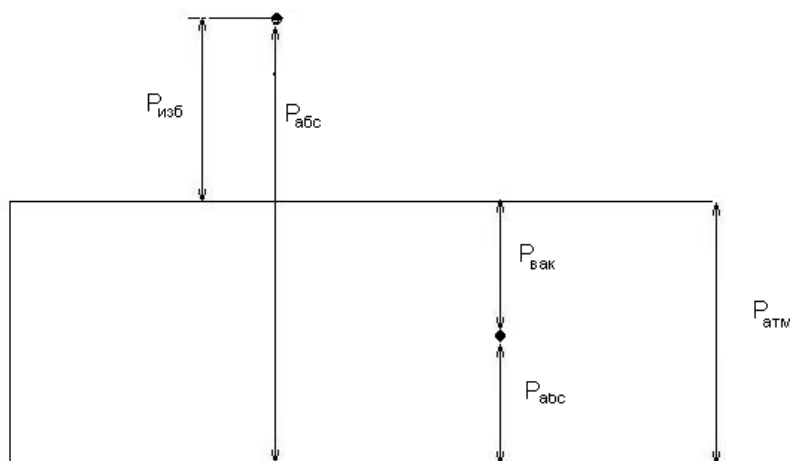


Рисунок 2.1.4

Относительное равновесие жидкости

Относительным равновесием жидкости называется такое состояние, при котором каждая ее частица сохраняет свое положение относительно твердой стенки движущегося сосуда. При относительном равновесии рассматриваются две задачи: характер распределения давления и форма поверхности уровня (равного давления). Решаем эти задачи опять же используя полученное нами на прошлой лекции уравнение для определения гидростатического давления

$$p = \rho \int (Xdx + Ydy + Zdz).$$

При

$$p = const \quad Xdx + Ydy + Zdz = 0 \tag{2.4}$$

В общем случае любое сложное движение сосуда с жидкостью можно представить в виде суммы трех движений: поступательного по вертикали и горизонтали и вращательного.

1) Движение по вертикали с постоянным ускорением a .

Проекции массовых сил на координатные оси будут: $X = 0$, $Y = 0$, $Z = -g \pm a$. Знак «-» соответствует равноускоренному подъему резервуара, «+» – спуску.

Характер распределения давления получим следующий

$$p = \rho \int (-g \pm a) dz,$$

Или проинтегрировав

$$p = \rho \int (-g \pm a) dz + C,$$

где C – постоянная интегрирования, определяемая из граничных условий на свободной поверхности $Z = Z_0$ и $P = P_0$.

Тогда

$$p = p_0 + \rho g \left(1 \pm \frac{a}{g} \right) (z_0 - z).$$

Составим уравнение поверхности уровня

$$(-g \pm a) dz = 0.$$

Если $g \neq a$, то $dz = 0$, $z = const$, т.е. поверхности равного давления представляют собой горизонтальные плоскости.

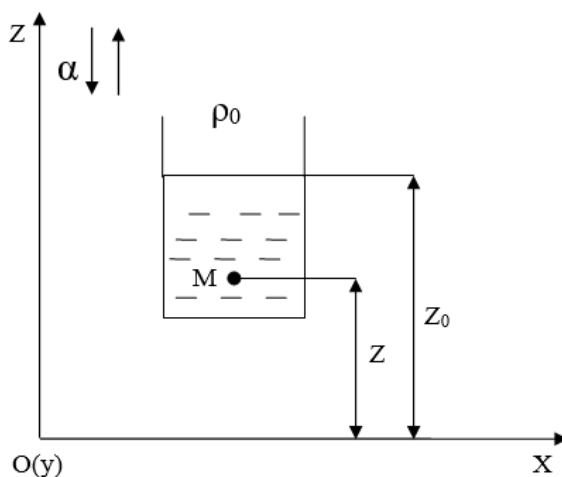


Рисунок 2.1.5

2) Горизонтальное перемещение резервуара с жидкостью с постоянным ускорением a .

В этом случае $X = -a$, $Y = 0$, $Z = -g$.

Закон распределения давления получив

$$p = \rho \int [(-a) dx + (-g) dz].$$

После интегрирования с учетом граничных условий $X = X_0$, $Z = Z_0$, $P = P_0$ получим закон распределения давления в следующем виде

$$p = p_0 + \rho a(x_0 - x) + \rho g(z_0 - z).$$

Т.о. распределение давления в жидкости подчиняется основному закону гидростатики для любой фиксированной вертикали.

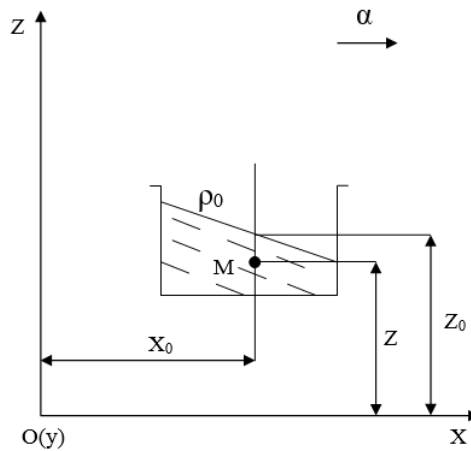


Рисунок 2.1.6

Поверхность равного давления определится уравнением

$$-(adx + gdz) = 0.$$

После интегрирования

$$ax + gz = const$$

или

$$z = const - \frac{ax}{g}.$$

Т.о. поверхностями равного давления будут плоскости, углы наклона которых к горизонтальной плоскости определяются угловым коэффициентом, равным $-a/g$.

3) Вращение цилиндрического сосуда с жидкостью с постоянной угловой скоростью ω .

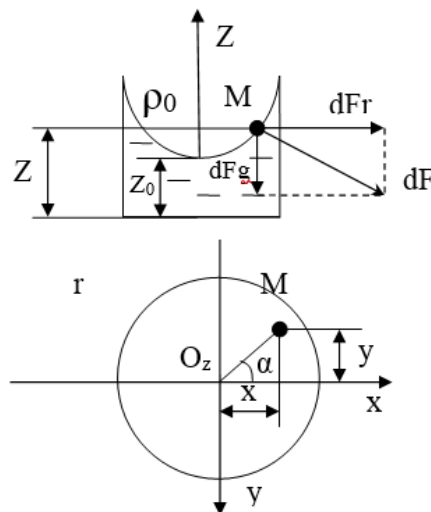


Рисунок 2.1.7

В этом случае проекции массовых сил: $X = \omega^2 x$, $Y = \omega^2 y$, $Z = -g$.

Поверхность равного давления определяется уравнением

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0.$$

Или проинтегрировав

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - g z = const$$

Или учитывая, что $x^2 + y^2 = r^2$ получим

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} - g z = const.$$

Откуда

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} + const.$$

Т.о. при вращении сосуда с жидкостью вокруг вертикальной оси поверхностями равного давления будет семейство параболоидов вращения, осью которых является ось Oz .

Закон распределения давления получим

$$p = \rho \int (\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz)$$

или

$$p = \rho \int (\omega^2 r dr - g dz).$$

После интегрирования с учетом граничных условий $r = 0$, $z = z_0$, $p = p_0$ получим закон распределения давления:

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} + \rho g(z - z_0).$$

Это уравнение показывает, что распределение давления подчиняется линейному закону для любой фиксированной круглоцилиндрической поверхности.

Сообщающиеся сосуды

Сосуды соединенные между собой, жидкость в которых может свободно перетекать, имеющие общее дно, называются сообщающимися. В соответствии с законом Паскаля, жидкость передаёт оказываемое на неё давление во всех направлениях одинаково. В открытых сосудах, атмосферное давление над каждым из них одинаково, значит, и давление жидкости на стенки сосудов будет одинаковым на любом уровне. Так как давление жидкости прямо пропорционально её плотности и глубине, в случае одинаковой жидкости в сообщающихся сосудах на одинаковой глубине будет одинаковое давление, что и объясняет выравнивание уровней жидкости в них. В случае разных жидкостей, чтобы на одинаковой глубине было одинаковое давление, жидкость с меньшей

плотностью должна иметь больший уровень в сравнении с жидкостью большей плотности, т.е:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{h_2}{h_1}.$$

Относительным покоем жидкости называется такое ее состояние, при котором каждая ее частица сохраняет свое положение относительно твердой стенки движущегося резервуара, в котором находится жидкость (рисунок 2.1.8).

При относительном покое рассматриваются две задачи: определяется форма поверхности уровня или равного давления и выясняется характер распределения давления. В данном случае необходимо учитывать силы инерции, дополняющих систему массовых сил, действующих в покоящейся жидкости.

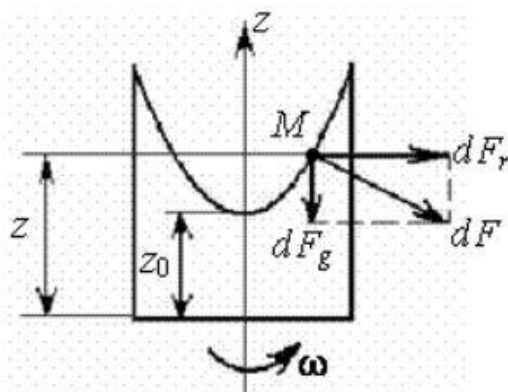


Рисунок 2.1.8 – Относительное равновесие жидкости во вращающемся сосуде

Рассмотрим случай, когда сосуд с жидкостью вращается вокруг своей оси с постоянной скоростью. Для определения формы свободной поверхности и закона распределения давления выберем вблизи свободной поверхности частицу жидкости массой dm . На эту частицу действует массовая сила dF , направленная по нормали к поверхности. Разложим эту силу на две составляющие: горизонтальную $dF_\gamma = dm\omega^2 r$ и вертикальную $dF_g = -dmg$.

Разделив действующие силы на dm , получим дифференциальное уравнение поверхности уровня

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0 \text{ или } \omega^2 r dr - g dz = 0 .$$

Проинтегрировав, получаем

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} - g z = const.$$

Следовательно, при вращении резервуара с постоянной скоростью вокруг вертикальной оси поверхностями равного давления будет семейство параболоидов вращения.

Для точки M , находящейся на свободной поверхности жидкости

$$z = z_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2}.$$

Закон распределения давления найдем из дифференциального уравнения гидростатики, которое в данном случае примет вид

$$dp = \rho(\omega^2 r dr - g dz).$$

После интегрирования с учетом граничных условий ($r = 0, z = z_0, p = p_0$), получаем:

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} + \rho g(z_0 - z).$$

Если представить, что

$$p_0^i = p_0 + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2},$$

то получим уравнение

$$p = p_0^i + \rho g(z_0 - z).$$

Значит, распределение давления подчиняется линейному закону для любой фиксированной цилиндрической поверхности.

Тема 2.2 Давление жидкости на плоские и криволинейные поверхности

Давление жидкости на плоские поверхности

Рассмотрим сначала простейший случай – давление жидкости на плоское дно цилиндрического сосуда. Выделим в пределах площади дна элементарную площадку $d\omega$. Сила давления на эту площадку $dP = p d\omega = (p_0 + \rho g h) d\omega$.

Равнодействующая сила давления определится интегралом

$$P = \int dP = (p_0 + \rho g h) \omega.$$

Это уравнение показывает, что независимо от формы сосуда, заполненного жидкостью, и формы его дна, сила гидростатического давления определяется высотой столба жидкости и площадью дна. Это давление получило название гидростатического парадокса.

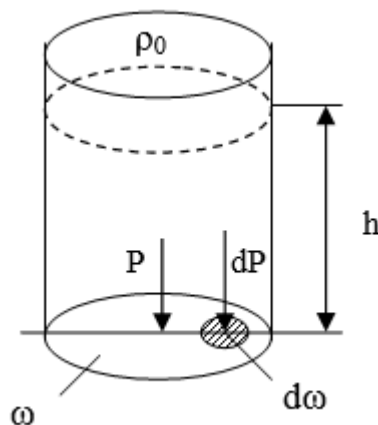


Рисунок 2.2.1

Более сложным является случай, когда плоская площадка произвольно ориентирована в жидкости. В этом случае, сила полного гидростатического

давления на поверхность равна произведению полного гидростатического давления в центре тяжести рассматриваемой площадки и площади самой площадки.

Рассмотрим три циркулирующих тела весом G_1 , G_2 и G_3 и сечением ω . Рассмотрим силы, действующие на эти тела со стороны жидкости. Например, второе тело. Силы действующие на боковые поверхности уравниваются, а на нижнюю и верхнюю площадки действуют разные силы, равнодействующая которых

$$P_2 = P_{H2} - P_{B2} = (p_0 + \rho g h_{H2})\omega - (p_0 + \rho g h_{B2})\omega = \rho g h_{H2}\omega - \rho g h_{B2}\omega \\ = \rho g \omega (h_{H2} - h_{B2}) = \rho g W,$$

где W – объем погруженного в жидкость тела.

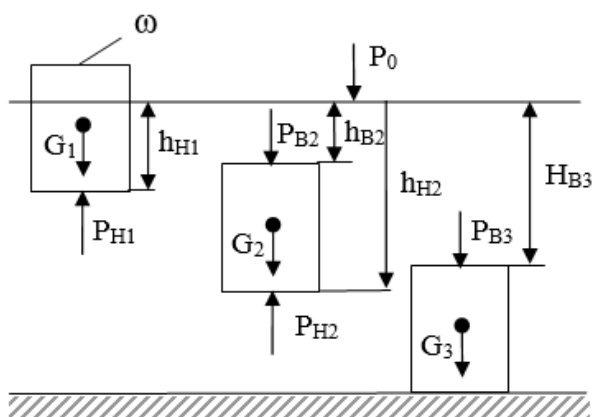


Рисунок 2.2.2

Это уравнение известно как закон Архимеда: на всякое тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вверх и равная весу вытесненной им жидкости.

В случае $G_1 < P_1$ тело плавает на поверхности; если $G_2 = P_2$ – тело плавает внутри жидкости; если $G_3 > P_3$ – тело тонет в жидкости.

Сила гидростатического давления на плоскую поверхность

Сила гидростатического давления на плоскую поверхность

$$P = (p_0 + \rho g h_y)\omega,$$

где h_y – глубина погружения центра тяжести смоченной части площади поверхности;

ω – площадь смоченной части поверхности.

Единицей силы в системе СИ-Ньютон: $1\text{Н} = \text{кг}\cdot\text{м}/\text{с}^2$.

Сила избыточного давления при $p_0 = p_{\text{ат}}$.

$$P_1 = \rho g h_y \omega.$$

Эта сила приложена в центре давления, координата которого определяется по формуле

$$y_g = y_u + \frac{I_0}{\omega y_u},$$

y_u – координата центра тяжести смоченной поверхности;

I_0 – момент инерции площади смоченной части поверхности относительно горизонтальной оси, проходящей через центр ее тяжести.

Внешнее давление p_0 распределено равномерно по всей площади смоченной части поверхности, поэтому его равнодействующая $P_0 = p_0 \omega$ приложена в центре тяжести этой поверхности.

Равнодействующая $P = P_0 + P_1$.

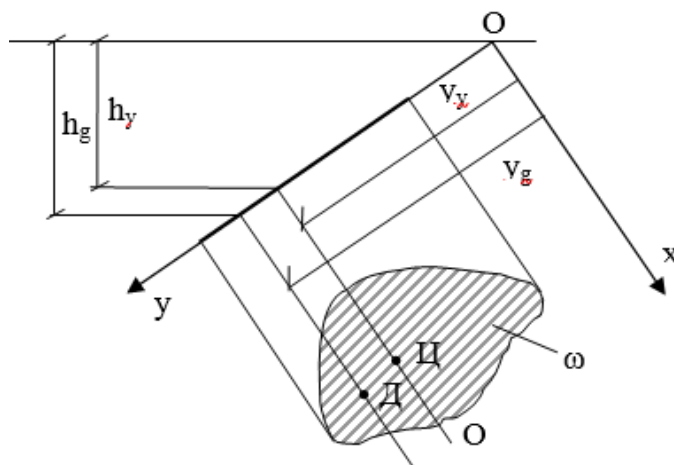


Рисунок 2.2.3

Центр давления, точка, в которой линия действия равнодействующей приложенных к покоящемуся или движущемуся телу сил давления окружающей среды (жидкости, газа), пересекается с некоторой проведенной в теле плоскостью.

Сила гидростатического давления на криволинейную поверхность

Сила гидростатического давления на криволинейную поверхность

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2},$$

где P_x, P_y, P_z – составляющие силы избыточного давления по соответствующим осям.

В случае цилиндрической поверхности

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2},$$

P_x и P_z – горизонтальная и вертикальная составляющие силы P .

Горизонтальная составляющая избыточного давления P_x равна силе давления на вертикальную проекцию криволинейной поверхности

$$P_x = (p_m + \rho g h_u) \omega_z,$$

где p_m – манометрическое давление на поверхности жидкости;

h_u – глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции криволинейной поверхности;

ω_z – площадь вертикальной проекции.

Если $p_m = p_0 = p_a$, то $P_x = \rho g h_c \omega_z$.

Вертикальная составляющая P_z равна весу жидкости в объеме тела давления.

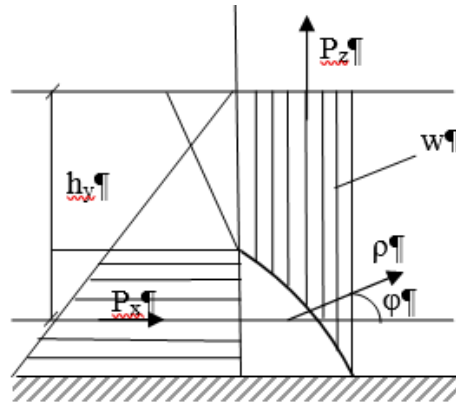


Рисунок 2.2.4

Тело давления расположено между вертикальными плоскостями, проходящими через крайние образующие цилиндрической поверхности, самой цилиндрической поверхностью и свободной поверхностью жидкости или ее продолжением.

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{P_z}{P_x}.$$

Если криволинейная поверхность не цилиндрическая P_y определяется как P_x).

Тема 2.3 Основные понятия гидродинамики

Гидродинамикой – это раздел гидравлики изучающий движение жидкости, а также взаимодействие между жидкостью и твердыми телами при их относительном движении.

Движение жидкости может быть установившимся (стационарным) или не установившимся (не стационарным)

Установившимся – это движение жидкости неизменное во времени, при котором давление и скорость являются функциями только координат, но не зависят от времени. Давление и скорость могут изменяться при перемещении частицы жидкости из одного положения в другое, но в данной неподвижной относительно русла точке давление и скорость при установившемся движении не изменяются во времени, т.е.

$$p = f_1(x, y, z), \quad \frac{dp}{dt} = 0,$$

$$u = f_2(x, y, z), \quad \frac{du}{dt} = 0.$$

В частном случае установившееся движение может быть *равномерным*, когда скорость каждой частицы не изменяется с изменением ее координат, и поле скоростей остается неизменным вдоль потока.

Неустановившимся – это движение жидкости, все или некоторые характеристики которого изменяются во времени, т.е. давление и скорость зависят как от координат, так и от времени.

$$p = f_1(x, y, z, t),$$

$$u = f_2(x, y, z, t).$$

Примеры установившегося и неустановившегося движения

При неустановившемся течении траектории различных частиц, проходящих через данную точку пространства, могут иметь разную форму. Поэтому для рассмотрения картины течения, возникающей в каждый данный момент времени, вводится понятие *линии тока*.

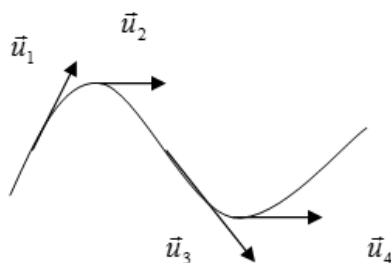


Рисунок 2.3.1

Линией тока – кривая в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлен по касательной. Очевидно, что в условиях установившегося течения линия тока совпадает с траекторией частицы и не изменяет своей формы с течением времени.

Если в движущейся жидкости взять бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, то образуется трубчатая поверхность, называется – *трубкой тока*. Часть потока заключается внутри тока, называется – *элементарной струйкой*. При стремлении поперечных размеров струйки к нулю она в пределе стягивается в линию тока.

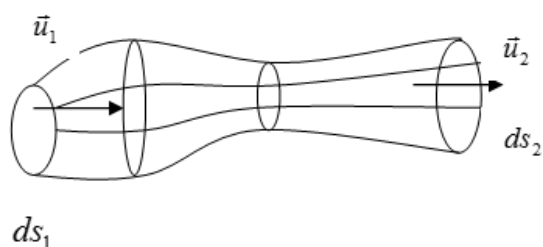


Рисунок 2.3.2

В любой точке трубки тока, т.е. боковой поверхности струйки, векторы скорости направлены по касательной, а нормальные поверхности составляющие

скорости отсутствуют, следовательно, при установившемся движении одна частица жидкости в одной точке трубки тока не может проникнуть внутрь струйки или выйти наружу. Таким образом трубка тока является как бы непроницаемой стенкой, а элементарная струйка представляет собой самостоятельный элементарный поток.

Различают напорные и безнапорные течения жидкости.

Методы изучения движения жидкости

В гидромеханике существуют два метода изучения движения жидкости: метод Лагранжа и метод Эйлера.

1. Метод Лагранжа заключается в изучении движения каждой отдельной частицы жидкости. В этом случае движение определяется положением частицы жидкости в функции от времени t . Движение частицы будет определено, если точно определить координаты x , y , и z в заданный момент времени t , что дает возможность построить траекторию движения частицы жидкости. Величины x , y , и z являются переменными Лагранжа, а их изменения за время dt позволяет получить значение dx , dy и dz , а затем путь $ds = \sqrt{dx^2 + dy^2 + dz^2}$. Проекции скорости на координатные оси определяются зависимостями $U_x = \frac{dx}{dt}$, $U_y = \frac{dy}{dt}$, $U_z = \frac{dz}{dt}$, а местная скорость $U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2}$.

Метод Лагранжа сводится к определению семейства траекторий движения частиц движущейся жидкости.

Учитывая, что для установления движения линии тока совпадают с траекторией движущихся частиц, можно записать $\frac{dx}{dt} = \frac{dy}{U_y} = \frac{dz}{U_z}$.

Это выражение называется уравнением линии тока. Метод Лагранжа в гидравлике не нашел широкого применения ввиду его относительной сложности.

2. Метод Эйлера основан на изучении поля скоростей, под которым понимается значение величины и скоростей во всех точках пространства, занятого движущейся жидкостью.

Переменными Эйлера являются значения скоростей U_x, U_y, U_z , которые определяются в зависимости от координат точек пространства и времени, т.е.

$$\begin{aligned} U_x &= f_2(x, y, z, t), \\ U_y &= f_2(x, y, z, t), \\ U_z &= f_2(x, y, z, t). \end{aligned}$$

Метод Эйлера нашел широкое применение в гидравлике. Он позволяет определить скорость в любой момент времени, но в то же время не позволяет изучить движение отдельной частицы жидкости.

Рассмотрим теперь понятие расхода жидкости и средней скорости.

Расходом Q называется количество жидкости, протекающее через сечение потока в единицу времени.

$$dQ = U d\omega \text{ или } Q = \int_{\omega} U d\omega.$$

Средней скоростью называется одинаковая по всему сечению потока скорость, при которой расход равен действительному.

$$U = \frac{Q}{\omega} = \frac{\int_{\omega} U d\omega}{\omega}.$$

Средней скоростью в данном живом сечении потока называется такая фиктивная, но одинаковая во всех точках сечения величина, при которой через данное сечение проходит такое, же количество жидкости, как и при действии распределенных скоростей.

Уравнение Эйлера для движения идеальной жидкости

Уравнение Эйлера, которое выражают условия равновесия жидкости, уже были нами получены:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + X &= 0 \\ -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dy} + Y &= 0 \\ -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} + Z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Чтобы получить уравнения движения воспользуемся принципом Даламбера для перехода от равновесия к движению необходимо к действующим силам прибавить силы инерции.

С учетом того, что уравнение (2.5) приведено к единицы массы, соответствующие силы инерции будут:

$$\begin{aligned} j_x &= -1 \frac{dU_x}{dt}, \\ j_y &= -1 \frac{dU_y}{dt}, \\ j_z &= -1 \frac{dU_z}{dt}. \end{aligned}$$

Прибавляя силы инерции, действующие силы к силам получим:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + X &= \frac{dU_x}{dt} \\ -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dy} + Y &= \frac{dU_y}{dt} \\ -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} + Z &= \frac{dU_z}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Уравнения (2.6) были получены в 1755 г. Академиком Российской Академии наук Эйлером и названо дифференциальным уравнением движения невязкой жидкости.

Уравнение сплошности

Уравнение неразрывности или сплошной жидкости основано на законе сохранения массы и исходит из положения механики сплошных сред о том, что

внутри движущейся жидкости не может произойти разрыв, т.е. установится пустота.

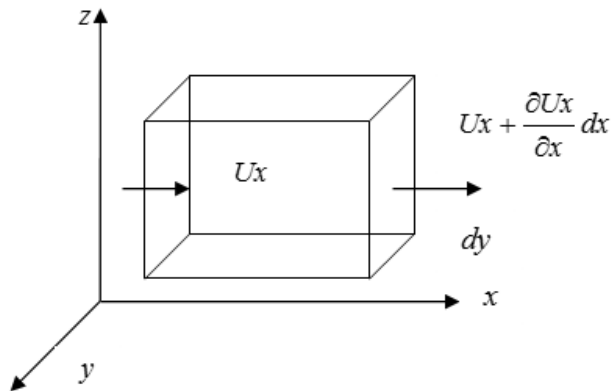


Рисунок 2.3.3

Уравнение неразрывности может быть представлено в дифференциальной форме для частицы жидкости и элементарной струйки, а также в конечных величинах для потока жидкости.

Выделим в потоке элементарный объем. Рассмотрим изменение протекающей массы жидкости по оси Ox . Скорость жидкости вытекающей через левую грань Ux , тогда скорость вытекающей через правую $Ux + \frac{\partial Ux}{\partial x} dx$. Принимая $\rho = const$, можно записать, что через левую грань за время dt пройдет масса $\rho Ux dy dz dt$, где $Ux dt = dx$, $m = \rho W = \rho dx dy dz$.

А через правую $\rho \left(Ux + \frac{\partial Ux}{\partial x} dx \right) dy dz dt$.

Разность этих масс составит $-\rho \frac{\partial Ux}{\partial x} dx dy dz dt$.

Рассматривая по аналогии изменение массы жидкости по осям Oy и Oz , запишем $-\rho \frac{\partial Uy}{\partial y} dx dy dz dt$ и $-\rho \frac{\partial Uz}{\partial z} dx dy dz dt$.

Закон сохранения массы требует, чтобы общее изменение массы, прошедшей через выбранный объем, равнялось нулю

$$-\rho \frac{\partial Ux}{\partial x} dx dy dz dt - \rho \frac{\partial Uy}{\partial y} dx dy dz dt - \rho \frac{\partial Uz}{\partial z} dx dy dz dt = 0.$$

или

$$\frac{\partial Ux}{\partial x} + \frac{\partial Uy}{\partial y} + \frac{\partial Uz}{\partial z} = 0. \quad (2.7)$$

Уравнение (2.7) называется уравнением неразрывности или сплошности в дифференциальной форме для произвольного движения несжимаемой жидкости.

При установившемся движении уравнение неразрывности можно вывести исходя из свойств элементарной струйки, в соответствии с которым жидкость из струйки не вытекает в стороны и не притекает в нее извне, но в то же время местные скорости разные по длине струйки. Отсюда следует, что количество жидкости, притекающей к струйке в начальном сечении и вытекающей из нее в

конечном сечении, равны между собой и общий объем жидкости в струйке не изменяется т. е. элементарные расходы в единицу времени:

- втекает $dQ_1 = U_1 d\omega_1$,
- вытекает $dQ_2 = U_2 d\omega_2$

и тогда

$$U_1 d\omega_1 = U_2 d\omega_2. \quad (2.8)$$

Выражение (2.8) и является уравнением неразрывности для элементарной струйки.

Для потока жидкости уравнение неразрывности будет иметь вид:

$$U_1 \omega_1 = U_2 \omega_2$$

или

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Т.е. отношение средних скоростей в сечениях потока обратно пропорционально отношению их площадей. Из этого следует, что при установившемся сечении с уменьшением площади сечения средняя скорость увеличивается и наоборот.

Тема 2.4 Уравнение Бернулли

Идеальная жидкость – в гидродинамике – воображаемая жидкость (сжимаемая или несжимаемая), в которой отсутствует вязкость. Из-за отсутствия вязкости в ней нет касательных напряжений между двумя соседними слоями жидкости.

Моделью идеальной жидкости пользуются при теоретическом рассмотрении задач, в которых вязкость не является определяющим фактором и ею можно пренебречь. В частности, такая идеализация допустима во многих случаях течения, рассматриваемых гидроаэромеханикой, и даёт хорошее описание реальных течений жидкостей и газов на достаточном удалении от омываемых твёрдых поверхностей и поверхностей раздела с неподвижной средой. Математическое описание течений идеальных жидкостей позволяет найти теоретическое решение ряда задач о движении жидкостей и газов в каналах различной формы, при истечении струй и при обтекании тел.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Вспомним уравнение Эйлера для элементарной струйки идеальной жидкости:

$$\begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + x &= \frac{dU_x}{dt}, \\ -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dz} + z &= \frac{dU_z}{dt}. \end{aligned}$$

Приведем систему уравнений к виду удобному для интегрирования, для чего умножим каждое из уравнений на dx , dy , dz и почленно сложим:

$$-\frac{1}{\rho} \left(\frac{dP}{dx} dx + \frac{dP}{dy} dy + \frac{dP}{dz} dz \right) + Xdx + Ydy + Zdz = \frac{dUx}{dt} dx + \frac{dUy}{dt} dy + \frac{dUz}{dt} dz, \quad (2.9)$$

Первый трехчлен уравнения (2.9) является полным дифференциалом гидродинамического давления, отнесенным к единице плотности и равен: $-\frac{dP}{\rho}$.

Рассмотрим движение жидкости только под действием силы тяжести, тогда внешние массовые силы, заданные в виде проекций ускорений на соответствующие координатные оси, будут $X = 0$, $Y = 0$, $Z = -g$. Тогда второй трехчлен будет равным $-gdz$.

Первую часть уравнения (2.9) преобразуем, зная, что перемещения соответственно равны: $dx = Uxdt$, $dy = Uydt$, $dz = Uzdt$.

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{dUx}{dt} dx + \frac{dUy}{dt} dy + \frac{dUz}{dt} dz &= \frac{dUx}{dt} Uxdt + \frac{dUy}{dt} Uydt + \frac{dUz}{dt} Uzdt = \\ &= UxdUx + UydUy + UzdUz = d\frac{Ux^2}{2} + d\frac{Uy^2}{2} + d\frac{Uz^2}{2} = \\ &= d\left(\frac{Ux^2}{2} + \frac{Uy^2}{2} + \frac{Uz^2}{2}\right) = d\left(\frac{U^2}{2}\right), \end{aligned}$$

где U – местная скорость в сечении струйки.

Подставляя в уравнение (2.9) полученные значения, запишем:

$$-\frac{dP}{\rho} - gdz = d\frac{U^2}{2}$$

или

$$gdz + \frac{dP}{\rho} + d\frac{U^2}{2} = 0. \quad (2.10)$$

Если разделить уравнение (2.10) на g , получим уравнение отнесенное к единице веса:

$$dz + \frac{dP}{\rho g} + d\frac{U^2}{2g} = d\left(z + \frac{P}{\rho g} + \frac{U^2}{2g}\right) = 0.$$

Поле интегрирования получим:

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} = C. \quad (2.11)$$

Выражение (2.11) было получено в 1738 г. академиком Российской Академии наук Д. Бернулли и названо уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки вязкой жидкости

Для вывода уравнения Бернулли применительно к элементарной струйки вязкой жидкости рассмотрим его энергетический смысл. С этой целью подсчитаем механическую энергию бесконечно малой частицы массой dm с

центром в точке А, находящейся в пределах элементарной струйки, относительно горизонтальной плоскости сравнения 01 – 01 (рисунок 2.4.1).

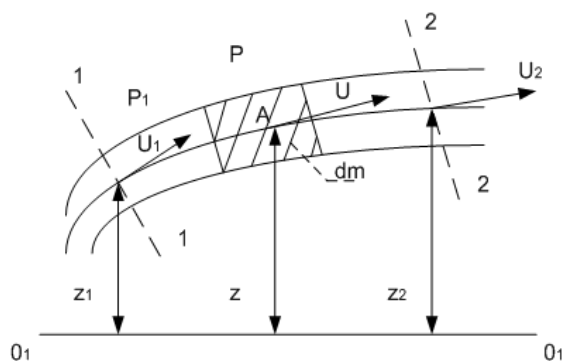


Рисунок 2.4.1

Как известно, потенциальная энергия равна:

$$dE_{\Pi} = gdm \left(z + \frac{P}{\rho g \lambda} \right).$$

Кинетическая энергия:

$$dE_{\text{кин}} = \frac{dmU^2}{2}.$$

Полная механическая энергия состоит из суммы кинетической и потенциальной энергий:

$$dE = dE_{\text{кин}} + dE_{\Pi} = gdm \left(z + \frac{P}{\rho g \lambda} \right) + \frac{dmU^2}{2}.$$

Отнесем энергию к единице веса жидкости, т.е. определим удельную энергию

$$e = \frac{dE}{gdm} = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{U^2}{2g}.$$

Таким образом, получим выражение, которое является уравнением Бернулли и выражает закон сохранения энергии: *вдоль элементарной струйки идеальной жидкости сумма потенциальной и кинетической энергии постоянная величина, т.е.*

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g}.$$

Сумма $z + \frac{P}{\rho g}$ представляет собой потенциальную энергию, состоящую из удельной энергии положения z и удельной энергии давления $\frac{P}{\rho g}$. Выражение $\frac{U^2}{2g}$ называется удельной кинетической энергией.

Вдоль элементарной струйки удельные кинетическая и потенциальная энергии могут изменяться, но их сумма остается постоянной.

При движении вязкой жидкости суммарная удельная энергия движущейся жидкости вдоль струйки убывает в силу различных гидравлических

сопротивлений. Следовательно, для элементарной струйки вязкой жидкости, находящейся в установившемся движении:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} > z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g}.$$

Чтобы получить равенство левой и правой части, необходимо в правой части добавить дополнительный член h_{Σ} , обозначающий затрату удельной энергии на преодоление сопротивлений при движении реальной вязкой жидкости в пределах между первым и вторым сечениями. В этом случае уравнение Бернулли принимает вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} + h_{\Sigma_{1 \rightarrow 2}}.$$

Затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений часть энергии превращается из механической в тепловую, причем необратимо. В связи с этим можно считать h_{Σ} потерянной удельной энергией.

Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости

Перед тем, как записать уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости необходимо оговорить два момента. Поток жидкости отличается от элементарной струйки тем, что он имеет реальные размеры поперечного сечения, которые могут быть довольно значительных размеров. Распределение давлений и скоростей по сечению потока может быть неравномерным.

Рассмотрим распределение давления. В плоскости перпендикулярной направлению движения, гидродинамическое давление распределяется по закону гидростатики. В связи с этим справедливо условие:

$$z + \frac{P}{\rho g} = const$$

т.е. сумма отметки z и пьезометрической высоты $\frac{P}{\rho g}$ во всех точках сечения потока остается одинаковой, хотя меняется для различных сечений.

В связи с тем, что распределение местных скоростей U в плоскости сечения потока неравномерно и в большинстве случаев неизвестно, то возникают трудности с определением кинетической энергии потока, т.е. с третьим слагаемым в уравнении Бернулли $\frac{U^2}{2g}$. Поэтому вводим корректирующий коэффициент α , представляющий собой отношение действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, подсчитанной по средней скорости в сечении. Коэффициент α называется коэффициентом кинетической энергии потока или коэффициентом Кориолиса, и отражает неравномерность распределения местных скоростей по сечению потока.

Для наиболее распространенных случаев движения жидкости значения α следующие: при ламинарном движении в круглой трубе $\alpha = 2$, при

турбулентном – зависит от режима и принимает значение $\alpha = 1,1 \div 1,3$. Обычно α определяют опытным путем.

С учетом вышесказанного, уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости может быть записано в виде:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha U_{cp1}^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha U_{cp2}^2}{2g} + h_{\Sigma_{1 \rightarrow 2}},$$

где U_{cp1} , и U_{cp2} – средние скорости в сечениях 1 и 2;

$h_{\Sigma_{1 \rightarrow 2}}$ – потери энергии на преодоление сопротивлений между сечениями 1 и 2.

Уравнение Бернулли устанавливает связь между скоростью движения, давления и геометрическим положением любой точки сечения потока, для которого это написано.

Рассмотрение энергетической и геометрической интерпретации уравнения Бернулли

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии и представляет удельную энергию, отнесенную к единице веса жидкости и подсчитанную относительно произвольно выбранной горизонтальной плоскости. Такая удельная энергия потока состоит из удельной потенциальной энергии $z + \frac{P}{\rho g}$ где z – энергия положения, $\frac{P}{\rho g}$ – энергия давления, и удельной кинетической энергии потока $\frac{\alpha U_{cp}^2}{2g}$. С теоретической точки зрения потери энергии $h_{\Sigma_{1 \rightarrow 2}}$ на преодоление сопротивления безвозвратно теряются для потока, т.е. часть механической энергии превращается в тепловую.

С геометрической точки зрения в уравнение Бернулли входят следующие линейные величины:

z – геометрическая высота положения (геометрический напор);

$\frac{P}{\rho g}$ или $\frac{P}{\gamma}$ – пьезометрическая высота, отвечающая гидродинамическому давлению p ;

$z + \frac{P}{\rho g} = H$ в каждом сечении называется пьезометрическим (при $p = \text{ризб}$)

или гидростатическим напором;

$\frac{\alpha U_{cp}^2}{2g}$ – скоростной напор;

$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha U_{cp}^2}{2g} = H_0$ – гидродинамический или полным напором;

$h_{\Sigma_{1 \rightarrow 2}}$ – потеря напора на преодолении сопротивлений.

Геометрическое место точек верхних концов отрезка суммы $z + \frac{P}{\rho g}$ называется пьезометрической линией H (на рисунке 2.4.2 показана штриховкой). Изменение пьезометрической линии на единицу длины поток называется пьезометрическим уклоном ip .

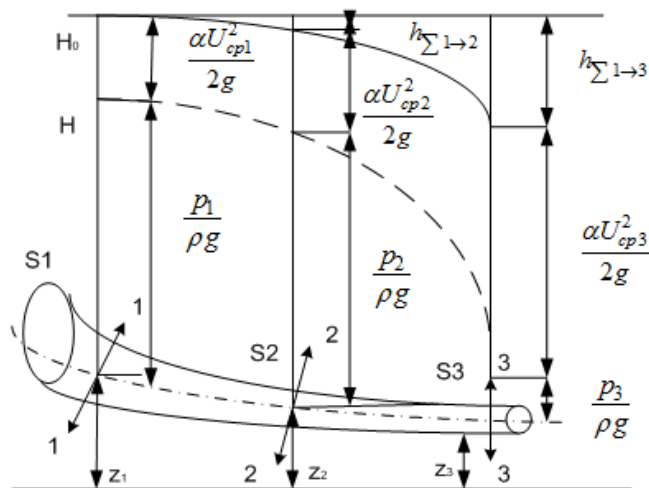


Рисунок 2.4.2

Геометрическое место точек верхних концов отрезков суммы $z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha U_{cp}^2}{2g}$ называется напорной линией или линией удельной энергии H_0 (на рисунке 2.4.2 показана сплошной линией), которая для потока идеальной жидкости т.е. без потерь энергии, будет горизонтальной. При движении вязкой жидкости изменение напорной линии на единицу длины потока называется гидравлическим уклоном $i_e = \frac{h_{\Sigma 1 \rightarrow 2}}{l_{1 \rightarrow 2}}$.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

В каждой отдельно взятой точке трубопровода энергия потока равняется сумме динамического, весового и статического давлений.

$$\text{Полная энергия} = V + Z + P = \text{const.}$$

В законе Бернулли динамическое и весовое давление, соответственно, рассчитываются по своим формулам:

– $V = 1/2\rho v^2$ (давление динамическое), здесь ρ обозначает плотность жидкости, v – это скорость потока;

– P в формуле обозначает давление;

– $Z = \rho g z$ (давление весовое), здесь ρ – плотность, g – ускорение свободного падения, z обозначает высоту.

Данный принцип является демонстрацией сохранения энергии, одной из наиболее ранних, что стали известны человечеству. Полное давление всегда является постоянным, если только система не пополняется новой энергией (либо часть энергии исчезает).

Если рассматривать *физическое* значение принципа Бернулли, то оно отображает закон сохранения механической энергии по отношению к жидкости, в данном случае идеальной, несжимаемой.

Следующий рисунок представляет уравнение графически. Закон демонстрирует, как ведет себя гидравлическая система, когда изменяются размеры трубы, показатели давления, высоты при потерях энергии на клапанах, соединительных элементах. Данный пример показывает давление в трех разных точках трубопровода при непрекращающемся равномерном потоке неизменной высоты.

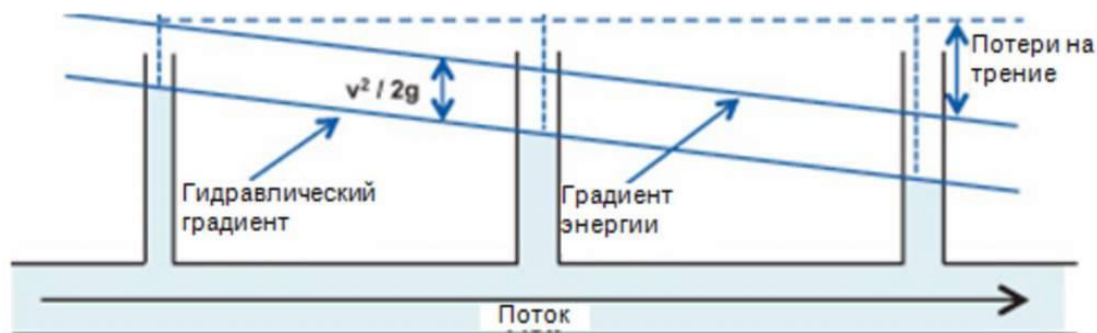


Рисунок 2.4.3

Здесь уровень жидкой среды в трубках указывает в обозначенных точках на статическое давление. Линия, что соединяет трубки, носит название гидравлического градиента (то есть пьезометрической линии). Другая наклонная же линия расположена выше, параллельно гидравлическому градиенту и является градиентом энергии, он обозначает полное давление. Измерить его легко посредством трубки Пито или высчитать, зная скоростное значение потока и соответствующую формулу $1/2\rho v^2$.

Градиент энергии есть суммарное статическое давление и скоростной напор в любой взятой точке. На данном рисунке скоростной напор постоянен, а вот гидростатический набор в связи с трением снижается.

Тема 2.5 Гидравлическое сопротивление и потери напора при движении жидкости

Равномерным потоком жидкости называют такой поток, в котором все частицы движутся равномерно и прямолинейно. В таком потоке все живые сечения будут плоскими и распределения скоростей по сечениям одинаковыми, т.е. $v_1(d) = v_2(d) = v_3(d)$ (рисунок 2.5.1).

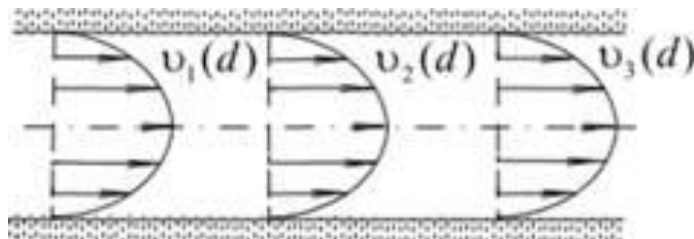


Рисунок 2.5.1 – Профили скорости при равномерном движении жидкости

В равномерном потоке

$$Q = const; \omega = const; \bar{v} = \frac{Q}{\omega} = const,$$

$$\int_{\omega} v^3 d\omega,$$
$$\alpha = \frac{\omega}{\bar{v}^3 \omega} = const.$$

Так как равномерное движение есть предельный случай плавно изменяющегося, то, следовательно, давление в живых сечениях потока при равномерном движении будет меняться по гидростатическому закону, т.е.

$$z + \frac{p}{\gamma} = const.$$

Удельная кинетическая энергия при равномерном движении $\frac{\alpha \bar{v}^2}{2g} = const$ так как $\alpha = const$ и $\bar{v} = const$, т.е. удельная кинетическая энергия во всех живых сечениях потока одинакова. Следовательно, вдоль равномерного потока уменьшается лишь потенциальная энергия, расходуемая на потери.

Так как все частицы жидкости в данном сечении обладают одинаковыми запасами удельной потенциальной энергии, то потеря энергии на любой линии тока между двумя сечениями одна и та же. Отсюда следует важный вывод, что в равномерном потоке гидравлический уклон

$$J = \frac{h_{1-2}}{l} = const.$$

т. е. не зависит от расположения частицы от оси потока.

Ламинарное движение

Определим основные закономерности ламинарного потока при равномерном движении в круглых трубах. При этом будем рассматривать участок стабилизированного течения, т.е. участок, на котором профиль скорости ламинарного потока полностью сформировался.

Ламинарное течение имеет слоистый характер без перемешивания частиц. При этом имеют место только направления потока, параллельные оси трубы, при полном отсутствии поперечных движений жидкости. Скорость в слое, непосредственно соприкасающемся со стенками, вследствие прилипания жидкости к стенке (из-за вязкости жидкости) равна нулю. Максимального значения скорость достигает в слое, движущемся по оси трубы.

Для принятой схемы движения необходимо установить закон распределения скоростей в поперечном сечении потока, получить расчетные зависимости для определения расхода жидкости и потерь напора на трение по длине потока.

Рассмотрим ламинарный равномерный поток жидкости в трубе круглого сечения (рисунок 2.5.2).

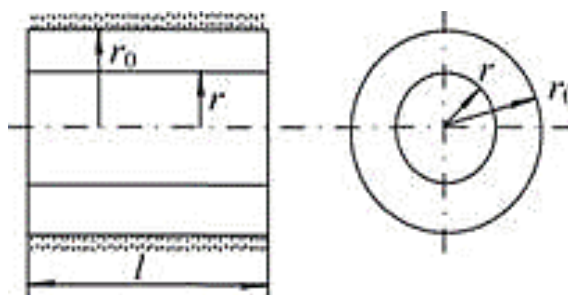


Рисунок 2.5.2 – Схема ламинарного равномерного потока

Основное уравнение равномерного потока имеет вид

$$\tau = \gamma R J. \quad (2.12)$$

По закону Ньютона для внутреннего трения

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial n}. \quad (2.13)$$

В трубе круглого сечения гидравлический радиус отсека потока с геометрическим радиусом r равен $R = \frac{r}{2}$. Поскольку при ламинарном режиме течения жидкости в трубе векторы скорости симметричны относительно продольной оси, то за нормаль следует принять радиус отсека потока.

Тогда

$$\frac{\partial v}{\partial n} = -\frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{dv}{dr}.$$

Знак «минус» взят потому, что при увеличении радиуса скорость убывает.

Уравнения (2.12) и (2.13) примут вид

$$\tau = \gamma J \frac{r}{2}; \quad \tau = -\mu \frac{dv}{dr}.$$

Приравнивая правые части этих уравнений, находим

$$\mu \frac{dv}{dr} = -\gamma J \frac{r}{2}, \text{ или } dv = \frac{\gamma J}{2\mu} r dr.$$

Интегрируя, получаем (учитывая, что в равномерном потоке $J = const$, т.е. не зависит от r)

$$v = -\frac{\gamma J}{4\mu} r^2 + C.$$

Постоянная интегрирования C находится из граничных условий: при $r = r_0, v = 0$ (скорость движения жидкости на стенке равна нулю).

Тогда:

$$C = \frac{\gamma J}{4\mu} r_0^2.$$

Отсюда:

$$v = \frac{\gamma J}{4\mu} (r_0^2 - r^2). \quad (2.14)$$

Из полученного уравнения очевидно, что скорость в поперечном сечении потока изменяется по закону параболы (рисунок 2.5.3).

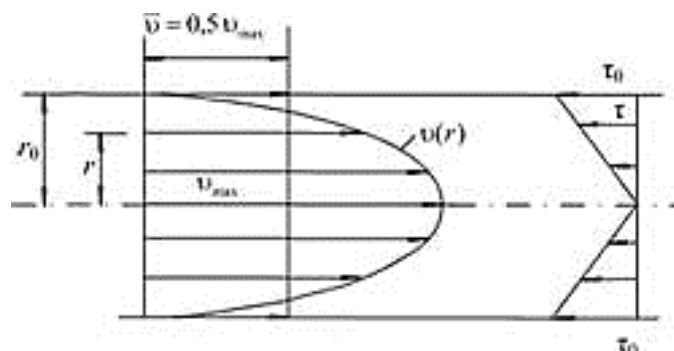


Рисунок 2.5.3 – Профиль скорости и эпюра касательного напряжения при ламинарном движении жидкости

Максимальная скорость имеет место на оси трубы при $r = 0$. Тогда из последнего уравнения следует

$$v_{max} = \frac{\gamma J}{4\mu} r_0^2.$$

Преобразуя формулу (2.14):

$$v = \frac{\gamma J}{4\mu} r_0^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right]$$

и учитывая формулу для v_{max} , получаем

$$\frac{v}{v_{max}} = 1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2,$$

т.е. распределение безразмерных скоростей $\frac{v}{v_{max}}$ является лишь функцией безразмерной величины $\frac{r}{r_0}$. Эта функция одинакова во всех случаях ламинарного движения любой жидкости внутри круглых труб. Следовательно, все рассматриваемые течения подобны независимо от числа Re . Такие явления называют **автомодельными**.

Изучение скоростей отдельных частиц жидкости по длине потока показывает, что на участке вблизи входа в трубопровод частицы движутся неравномерно. Частицы, расположенные вблизи оси потока, движутся ускоренно, а частицы, находящиеся у стенки, – замедленно. Поэтому эпюры скоростей в различных сечениях на этом участке трубопровода будут различными. На участке длиной l_n будет происходить формирование профиля скорости ламинарного потока. Длина входного участка l_n , на котором заканчивается формирование потока, называется длиной начального участка (рисунок 2.5.4).

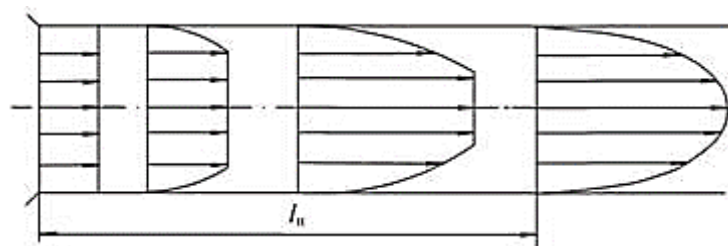


Рисунок 2.5.4 – Схема формирования профиля скорости ламинарного потока

Турбулентное движение жидкости

Проблема турбулентности возникла в середине XIX в. в результате противоречия между теоретическим (казалось бы, вполне строгим выводом закона сопротивления в круглой трубе из уравнения Навье – Стокса) и эмпирическим законом сопротивления. Это противоречие выходило далеко за пределы ошибок измерений. Первый закон (Пуазейля) давал сопротивление, пропорциональное 1-й степени скорости; второй закон (Шези) приводил к квадрату скорости.

Теоретический анализ турбулентного движения, являющегося, на первый взгляд, совершенно беспорядочным, представляет большие трудности. Однако, несмотря на беспорядочность движения отдельных частиц в турбулентном потоке, в целом имеют место свой строгий порядок, свои вполне определенные закономерности, которые будут рассмотрены ниже.

Рассматривая турбулентный поток с использованием метода Ж. Л. Лагранжа, будем наблюдать непрерывное перемешивание масс жидкости. Рассматривая этот же поток исходя из основных положений метода Л. Эйлера, вместо перемешивания будем наблюдать пульсации давления и скорости в данной точке. В каждой точке турбулентного потока скорость весьма интенсивно меняется во времени как по величине, так и по направлению. То же самое происходит и с напряжениями.

Таким образом, турбулентное движение является по самой своей природе движением типично неустановившимся. Рассмотрим турбулентное движение жидкости в трубе при неизменных внешних условиях на границе. Опыты, проведенные в подобных условиях, показывают следующее. Характер изменения компоненты скорости, спроектированной, например, на ось трубы x , имеет вид, показанный на рисунке 2.5.5.

Изменение скорости, как следует из рисунка 2.5.5, имеет вид случайных отклонений. При этом весьма важно, что, несмотря на кажущуюся беспорядочность изменения скорости, среднее значение ее за достаточно длительный промежуток времени остается постоянным и не зависит от времени.

То же самое утверждение будет справедливо и для средних во времени значений нормальных и касательных напряжений. Средние во времени величины скоростей или напряжений в данной точке принято называть

осредненными. А сама операция получения этих средних величин называется осреднением.

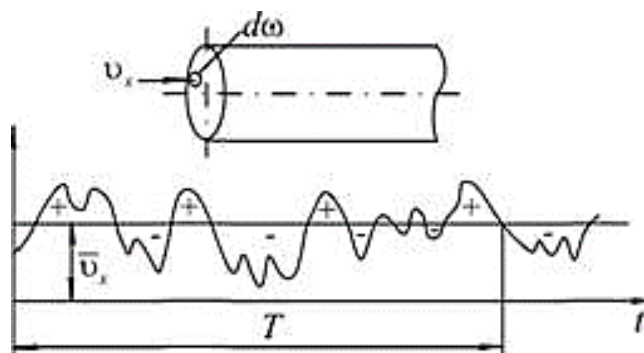


Рисунок 2.5.5 – Изменение скорости в турбулентном потоке (t – время)

Потери напора

Причина появления в реальных жидкостях потерь энергии – это свойство этих жидкостей оказывать сопротивление касательным усилиям придвижению. Сопротивления могут быть обусловлены вязкостными или инерционными силами. **Вязкостные силы** зависят от внутреннего трения между частицами жидкости, а **инерционные** – от способности частиц жидкости оказывать сопротивление изменению своего движения.

В связи с этим различают потери энергии двух видов – по длине h_1 и местные h_m .

Потери по длине h_1 проявляются равномерно по длине потока и пропорциональны ей. Они возникают при движении жидкости в трубах и открытых руслах.

Местные потери h_m образуются в результате изменения скоростной структуры потока на участке движения. Они обычно обусловлены резким изменением конфигурации потока (поворот, расширение, сужение, кран, задвижка и т.п.)

В общем случае имеют место оба вида потерь – по длине и местные, значение которых суммируют

$$h_{\Sigma} = \Sigma h_1 + \Sigma h_m,$$

где Σh_1 – сумма потерь по длине разных участков трубы;

Σh_m – сумма всех местных потерь.

Возникновение гидравлических сопротивлений при движении вязкой жидкости связано с работой сил трения внутри жидкости. Общие законы внутреннего трения в жидких телах были впервые сформулированы И.Ньютоном в 1686 г. Было установлено, что сила внутреннего трения имеет следующие свойства: прямо пропорциональна относительной скорости перемещения слоев жидкости, т.е. градиенту скорости dU/dn ; прямо пропорциональна площади поверхности соприкосновения этих слоев ω ; зависит от свойств или рода жидкости, т.е. динамической вязкости μ .

Таким образом, сила внутреннего трения

$$T = -\mu \omega \frac{dU}{dn}.$$

Если определить силу на единицу поверхности, то так называемое касательное напряжение τ можно записать:

$$\tau = -\mu \frac{dU}{dn}.$$

Механизм действия сил сопротивления очень сложен. Аналитически пока не удалось получить универсальное соотношение для их определения. Но было установлено, что потери энергии зависят от режима движения жидкости, который предопределяет те или иные теоретические или эмпирические зависимости.

Тема 2.6 Гидравлический расчет трубопроводов

Трубопроводы предназначены для транспортировки жидких или газообразных продуктов. При расчете трубопроводов могут ставиться три задачи:

1. Определение потерь напора в трубопроводе заданных диаметра, материала и характеристик шероховатости внутренней поверхности, длины и профиля при перекачке определенного количества данной жидкости.

2. Определение расхода жидкости при перекачке ее по трубопроводу заданного диаметра, материала и характеристик шероховатости внутренней поверхности, длины и профиля. Также задана допустимая потеря напора.

3. Определение диаметра трубопровода для перекачки по нему заданной жидкости с известным расходом при заданной потере напора. Длина трубопровода, материал и характеристика шероховатости внутренней поверхности должны быть известны.

При решении второй и третьей задач возникают трудности, т.к. при определении расхода или диаметра трубопровода заранее не известно Re , которое необходимо для определения λ . Поэтому в первом приближении режимом движения (Re) задаются, а потом уточняют.

Трубопроводы делятся на короткие и длинные. В длинных трубопроводах потери напора по длине значительно больше местных потерь напора, а в коротких эти потери соизмеримы между собой. Ориентировочно считают при длине $l < 50$ м трубопровод коротким, а при $l > 100$ м длинным. При $l = 50 \div 100$ м, в зависимости от соотношения потерь напора, трубопровод может быть длинным или коротким.

Короткие трубопроводы рассчитывают непосредственно по уравнению Бернулли с учетом потерь по длине и местных сопротивлений

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \Sigma \zeta \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g} + \Sigma \xi \frac{V^2}{2g}. \quad (2.15)$$

Так как одной из величин искомых или заданных является Q , то 2.15 можно записать в виде (при $\alpha = 1$)

$$H_1 + 0,81 \frac{Q^2}{gD_1^4} = H_2 + 0,81 \frac{Q^2}{gD_2^4} + \Sigma S_0 Q^2 l + 0,81 \Sigma \xi \frac{Q^2}{gD^4},$$

где $H = Z + P/\rho g$ – пьезометрический напор в расчетном сечении;

S_0 – удельное сопротивление трубы, определяемое по формуле:

$$S_0 = \frac{\theta \zeta}{g \pi^2 D^2}. \quad (2.16)$$

При скоростях движения воды в трубе $V < 1,2$ м/с удельное сопротивление S_0 определяют по формуле

$$S_0 = S_{окв} \cdot \theta, \quad (2.16)$$

где θ – поправочный коэффициент (таблица 2.6.1).

Таблица 2.6.1 – Поправочный коэффициент

V , м/с	0,2	0,6	0,8	1	1,2
θ	1,41	1,11	1,06	1,03	1

Для труб диаметром D , отличающимся от табличного расчетного значения D_p , удельное сопротивление S_0 определяют по формуле

$$S_0 = S_{окв} K_D. \quad (2.17)$$

где K_D – поправочный коэффициент (таблица 2.6.2).

Таблица 2.6.2 – Поправочный коэффициент

D/D_p	0,95	0,99	1	1,02	1,05
K_D	1,29	1,05	1	0,91	0,78

Длинные трубопроводы также по уравнению Бернулли, но с пренебрежением (ввиду их относительной малости) местными потерями напора и скоростными напорами. Для большей надежности местные потери напора учитывают, принимая расчетную длину трубопровода на 10% больше фактической. С учетом этого уравнение Бернулли принимает вид

$$H_H - H_K = \Sigma S_0 Q^2 l. \quad (2.18)$$

Для расчета длинных трубопроводов применяется также формула

$$Q = K \sqrt{i_p},$$

где $i_p = \frac{H_H - H_K}{l}$ – пьезометрический уклон;

K – расходная характеристика, зависящая от диаметра и материала трубы и то скорости движения воды.

$$S_0 = \frac{1}{K^2}.$$

Трубопроводы, имеющие параллельные ответвления с общими узловыми точками в их начале и конце рассчитывают с учетом того, что потери напора по всем участкам одинаковы.

Расходы в ветвях

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n = Q,$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{S_{o2} \ell_2}{S_{o1} \ell_1}} = \frac{K_1}{K_2} \sqrt{\frac{\ell_2}{\ell_1}},$$

$$\frac{Q_1}{Q_n} = \sqrt{\frac{S_{on} \ell_n}{S_{o1} \ell_1}} = \frac{K_1}{K_n} \sqrt{\frac{\ell_n}{\ell_1}}.$$

Потери напора для таких трубопроводов определяют как потери напора в одной их параллельных ветвей.

Если в начале трубопровода напор создается насосом, то мощность его

$$N_{\text{нас}} = \frac{\rho g Q H_{\text{нас}}}{10^3 \eta}, \text{ кВт}$$

где ρ в кг/м³; Q в м³/с;

η – коэффициент полезного действия насоса;

$H_{\text{нас}} = h + \Sigma S_0 Q^2 l$ – полный напор насоса, состоящий из геометрической высоты подъема $h = H_{\text{св}} + Z_{\text{к}} - Z_{\text{н}}$ ($H_{\text{св}} = P_{\text{к}}/g$ – свободный напор в конце трубопровода) и суммы потерь напора на всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Общие потери напора в трубопроводах складываются из потерь по их длине и местных потерь. В зависимости от соотношения величин этих потерь различают короткие и длинные трубопроводы.

К коротким относятся трубопроводы малой длины с большим количеством местных сопротивлений, в которых местные потери соизмеримы с потерями напора по длине.

К длинным относятся трубопроводы, в которых местные потери напора пренебрежимо малы по сравнению с потерями напора по их длине. Как правило, местные потери в таком случае составляют менее 5% потерь по длине.

Уравнение Бернулли, записанное для сечений на поверхности воды в резервуаре и на выходе из трубы, имеет вид

$$Z_0 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{U_0^2}{2g} = Z + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} + \lambda \frac{\ell}{d} \frac{U^2}{2g} + \Sigma \xi \frac{U^2}{2g}.$$

Пренебрегая величиной $U_0^2/2g$, т.к. она очень мала по сравнению с другими членами уравнения, и обозначая $Z_0 - Z = H$, приводим уравнение Бернулли к виду

$$H = \frac{U^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{\ell}{d} + \Sigma \xi \right). \quad (2.19)$$

При истечении под уровень получим аналогично:

$$Z_A + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{U_A^2}{2g} = Z_B + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{U_B^2}{2g} + \lambda \frac{\ell}{d} \frac{U^2}{2g} + \Sigma \xi \frac{U^2}{2g} + \left(\frac{U - U_B}{2g} \right)^2.$$

По аналогии с первым случаем, пренебрегая величинами U_A и U_B , можно привести и это уравнение к виду

$$Z_A - Z_B = H = \frac{U^2}{2g} \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \Sigma \xi + 1 \right). \quad (2.20)$$

Формулы (2.19) и (2.20) тождественны между собой и гидравлические расчеты для обеих схем будут одинаковыми.

Определение зависимости суммарных потерь напора в трубопроводе от расхода называется гидравлической характеристикой трубопровода.

$$H = f(Q).$$

Рассмотрим теперь решение трех сформулированных ранее задач по расчету трубопроводов.

1. Требуется определить напор H , необходимый для пропуска заданного расхода жидкости Q по трубопроводу длиной ℓ и диаметром d . Задача решается путем непосредственного использования формулы (2.19) с предварительным вычислением средней скорости

$$U = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Тогда искомый напор будет

$$H = \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^5} \left(1 + \Sigma \xi + \lambda \frac{\ell}{d} \right). \quad (2.21)$$

Определение коэффициентов λ и ξ в данной задаче не вызывает затруднений, т.к. число Re заранее известно.

2. Требуется определить пропускную способность или расход трубопровода Q , если известны напор H , длина трубы ℓ и ее диаметр d . Задача решается с помощью формулы (2.21), согласно которой

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda \ell / d + \Sigma \xi}}, \quad (2.22)$$

т.к. коэффициенты λ и ξ являются функциями числа Re , которое связано с неизвестным и искомым здесь расходом Q , то решение находим методом попыток, полагая в первом приближении существование квадратичного закона сопротивления, при котором коэффициенты λ и ξ не зависят от числа Re .

При резком изменении скорости движения жидкости в длинных трубопроводах имеет место изменение давления, которое называется **гидравлическим ударом**.

Изучение в связи с авариями водопровода в Москве в конце 19в. Теоретическое обоснование сделал Н.Е. Жуковский (в 1898 г) который определил, что в связи с быстрым закрытием задвижек на водопроводной сети и резким уменьшением скорости до нуля происходит переход критической

энергии движущегося по трубопроводу потока, в потенциальную, которая затрачивается на работу по деформации стенок трубопровода и по сжатию воды.

Возникающее в момент гидравлического удара дополнительное давление в трубопроводах возрастает на 1 – 1,2 МПа на каждый 1 м/с потерянной скорости.

Причины возникновения гидравлического удара:

- 1) быстрое закрытие или открытие запорных и регулируемых устройств;
- 2) внезапная остановка насоса;
- 3) пуск насоса при открытом затворе на нагнетательной линии.

Прямой и не прямой удар

Прямой удар происходит при времени закрытия задвижки

$$t_3 < \frac{2L}{C},$$

где L – расстояние до резервуара способного поддерживать постоянное давление;

C – скорость распространения ударной волны.

Непрямой гидравлический удар при $t_3 > \frac{2L}{C}$. Такой удар характеризуется меньшей силой, чем прямой удар.

Внезапное повышения давления Δp или напора ΔH может быть рассчитано по методу Жуковского.

$$\Delta p = r(v_0 - v_1) c.$$

Время, за которое ударная волна пройдёт путь до резервуара и вернется обратно к задвижке, $T = 2L/C$ называется **фазой удара**.

Тема 2.7 Истечение жидкости через отверстия и насадки

В общем случае отверстия можно разделить на: малые и большие.

Малыми отверстиями называются отверстия (рисунок 2.7.1 отв. I и II), в различных точках которого геометрический напор H можно считать одинаковым (высота отверстия в вертикальной стенке не превышает $0,1 H$)

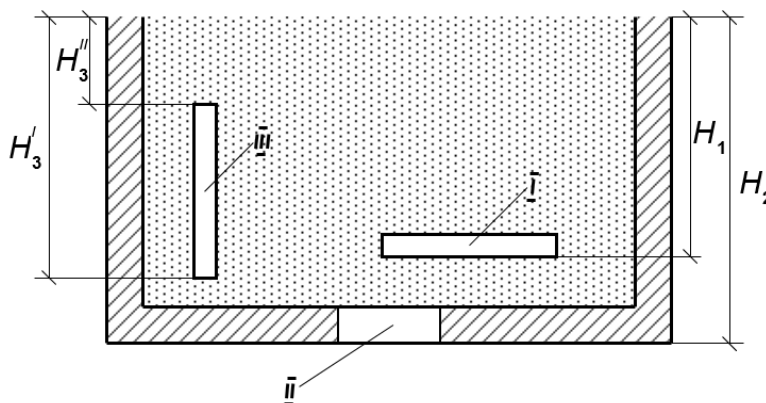


Рисунок 2.7.1

Большим (рисунок 2.7.1, отв. III) называется отверстие, геометрический напор в различных точках по высоте которого не одинаково.

«Большие» или «малые» отверстия, скажем так вопрос не размеров, а соизмеримости высоты отверстия и расчетного напора.

Узкая вертикальная щель (отв. III) в боковой стенке – большое отверстие, а отверстие любого размера в дне сосуда – малое.

Если струя изменяет поперечное сечение – инверсия.

Отверстие может быть в тонкой ли толстой стенке. Стенка считается тонкой, если ее толщина $\delta < 0,67 H$. В этом случае толщина стенки не сказывается на характере истечения из отверстия.

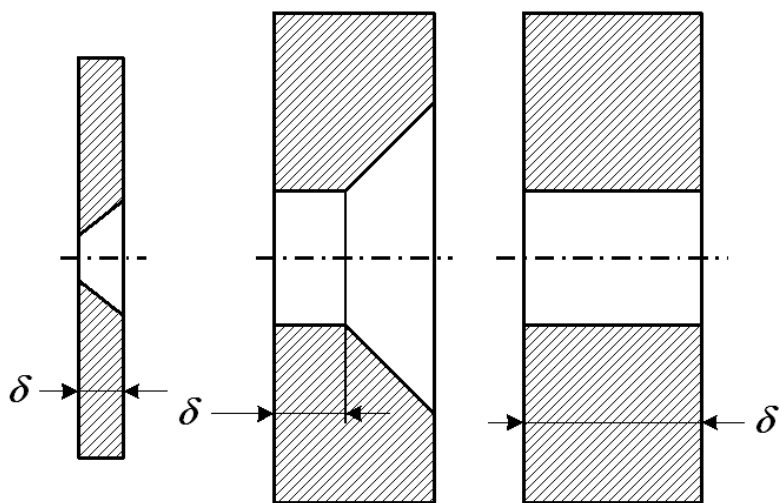


Рисунок 2.7.2

Толстой называется стенка при $\delta \geq 0,67 H$, когда ее толщина уже сказывается на истечении.

Отверстие может быть в вертикальной наклонной стенке.

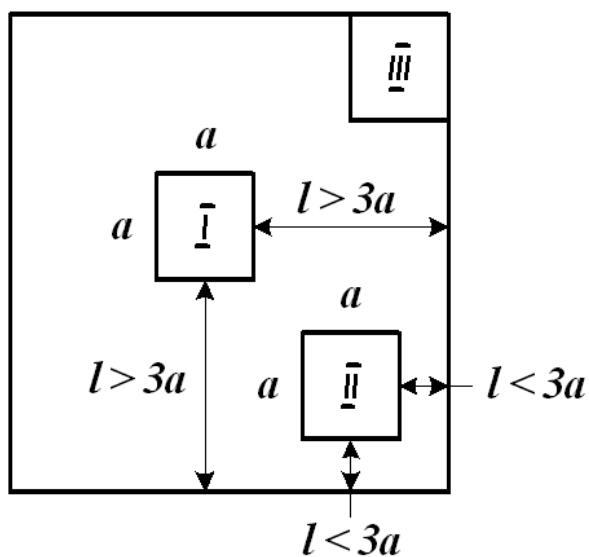


Рисунок 2.7.3

Сжатие называется совершенным, когда боковые стенки и дно сосуда практически не влияют на истечение (1) т.е. $l > 3a$, для квадратного $l > 3d$, для круглого.

При $l \leq 3a(d)$ – истечение с несовершенным сжатием. В этом случае боковые стенки или дно сосуда оказывают влияние на истечение.

Сжатие струи при подходе к отверстию может быть полным и неполным, когда с одной или нескольких сторон жидкость при подходе к отверстию не испытывает сжатия (рисунок 2.7.3).

Если при истечении уровень жидкости в сосуде не изменяется, то имеет место установившееся движение ($H = const$). При $H \neq const$ имеет место неустановившееся движение.

Различают такие истечения при наличии притока $q \neq 0$ и при его отсутствии $q = 0$, (опорожнение сосуда).

Если уровень за отверстием не влияет на условия истечения, тогда истечение свободное (в атмосфере).

При влиянии уровня имеет место подтопленное или затопленное (истечение под уровень).

Истечение жидкостей из малых отверстий при постоянном напоре

Принимаем истечение свободное в атмосферу (рисунок 2.7.4), $H = const$.

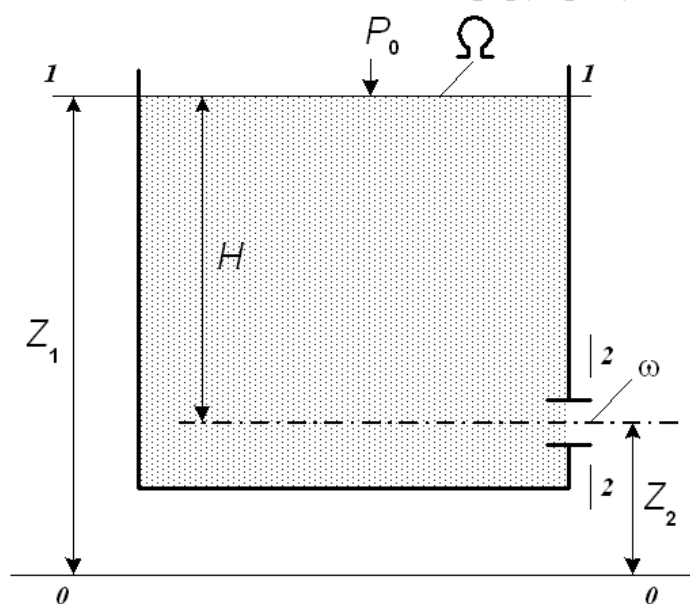


Рисунок 2.7.4

Записываем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно 0-0 принимаем $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$.

Получим

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{1-2}.$$

Из рисунка видно, что $Z_1 - Z_2 = H$.

Так как истечение в атмосферу, то $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$.

Так как $H = \text{const}$, принимаем $V_1 = 0$, тогда принимая

$$h_{1+2} = \frac{\xi V_2^2}{2g},$$

$$H = \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{1-2} = (\alpha + \xi) \frac{\alpha V_2^2}{2g},$$

Откуда

$$V_2 = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \sqrt{2gH}.$$

Обозначив $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}$,

где φ – коэффициент скорости.

Т.о. получили скорость при истечении из малых отверстий в тонкой стенке при постоянном напоре.

$$V = \varphi \sqrt{2gH},$$

а расход

$$Q = \omega_2 V_2.$$

Так как за отверстием происходит сжатие струи, то $\omega_2 = \varepsilon \omega$,

где ε – коэффициент сжатия струи, тогда

$$Q = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH} = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (\varepsilon \varphi = \mu)$$

где μ – коэффициент расхода.

Среднее значения коэффициентов:

$$\varphi = 0,97 \quad \xi = 0,06 \quad \varepsilon = 0,64 \quad \mu = 0,62$$

При расчете истечения из отверстия при постоянном уровне H_1 под постоянный уровень H_2 , расчетный напор $H = H_1 - H_2$.

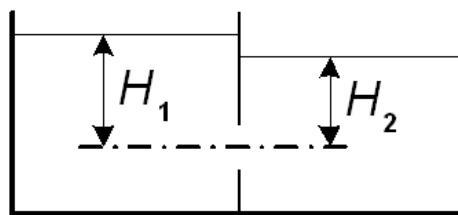


Рисунок 2.7.5

Если нельзя проверить V_1 , т.е. $V_1 \neq 0$, то используют коэффициент скорости с учетом подхода

$$\varphi_V = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi - \alpha \left(\frac{\varepsilon \omega}{\Omega}\right)^2}}$$

$$V_0 = \varphi v \sqrt{2gH}.$$

Истечение из больших отверстий

Для большого прямоугольного отверстия в тонкой вертикальной стенке при постоянном уровне жидкости в сосуде,

$$Q = \frac{2}{3} \mu \delta b \sqrt{2g} (H_2^{\frac{3}{2}} - H_1^{\frac{3}{2}}),$$

где b – ширина отверстия.

Для круглого отверстия:

$$Q = r^2 \mu \delta \pi \sqrt{2gH} \left(1 - \frac{r^2}{32H^2}\right) \approx \mu \delta \omega \sqrt{2gH},$$

(так как $r \leq H \frac{1}{32} \left(\frac{r}{H}\right)^2 \ll 0,003$)

Истечение из насадок

Насадки – это присоединенные к отверстию короткие патрубки, обычно длиной $l = (2 \div 4)d$, которые позволяют существенно изменять скорость и расход при истечении. Бывают: внешние и внутренние (в вертикальной и наклонной стенках) конические (сходящийся, расходящийся) колоноидальные.

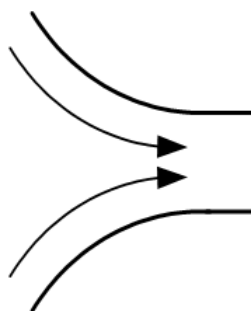


Рисунок 2.7.6

При истечении из внешнего цилиндрического насадка образуется вакуум, вследствие чего жидкость подсасывается из резервуара. Поэтому коэффициент расхода для насадка больше, чем для отверстия в тонкой стенке такого же диаметра $\mu_{\text{вц}} = 0,82$.

Величина вакуума в насадке может быть определена по формуле

$$\frac{P_{\text{вак}}}{\rho g} = \frac{0}{75H}$$

Если $H > 12 \dots 13\text{м}$ ($t = 0 - 50$), то происходит срыв вакуума и тогда истечение из насадка происходит так же как и через отверстие в тонкой стенке.

Расчет по тем же формулам, разница в коэффициентах $\mu, \varepsilon, \varphi$.

* время частичного опорожнения открытого призматического резервуара через отверстие в тонкой стенке, за которое напор меняется от H_1 до H_2

$$T = \frac{2\Omega(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu\omega\sqrt{2gH}}$$

Тема 2.8 Воздействие гидравлических струй на твердую преграду

Поток жидкости, не ограниченный твердыми стенками, называется струей жидкости. Различают затопленные струи и незатопленные струи. Затопленной струей называется струя, окруженная жидкостью. Незатопленной свободной струей жидкости называется струя, окруженная газом, в частности воздухом. К этим струям относятся водяные струи: пожарные, фонтанные струи, гидромониторные, дождевальные и др.

Структура струи

Рассмотрим структуру затопленной струи. Вылетая из специального насадка при очень больших скоростях и давлениях, гидравлическая струя имеет свою определенную структуру. Рассматривая струю, мы должны различать ее границу, т.е. поверхность раздела, отделяющую саму струю от окружающей среды. На рисунке 2.8.1 представлена структура затопленной струи. Струя – это конус, образующие которого пересекаются в точке O , называемой полюсом. Сечение I–I, совпадающее с выходным сечением насадка, называется начальным сечением. У начального сечения I–I скорости по сечению струи почти одинаковые. На расстоянии L – распределение скоростей типичное для однородного потока. Сечение II–II называется переходным. Участок длиной L между сечениями I–I и II–II называется начальным участком. Если до переходного сечения скорость на оси струи постоянна, то начиная от переходного сечения, эта скорость вдоль оси потока падает. Участок за переходным сечением (II–II) называется основным. Основной участок (II–II – III–III) характеризуется компактностью струи, уменьшением скорости на оси струи, уменьшением пропорционально длине поля скоростей. Конечный участок – после сечения III–III, где струя распадается.

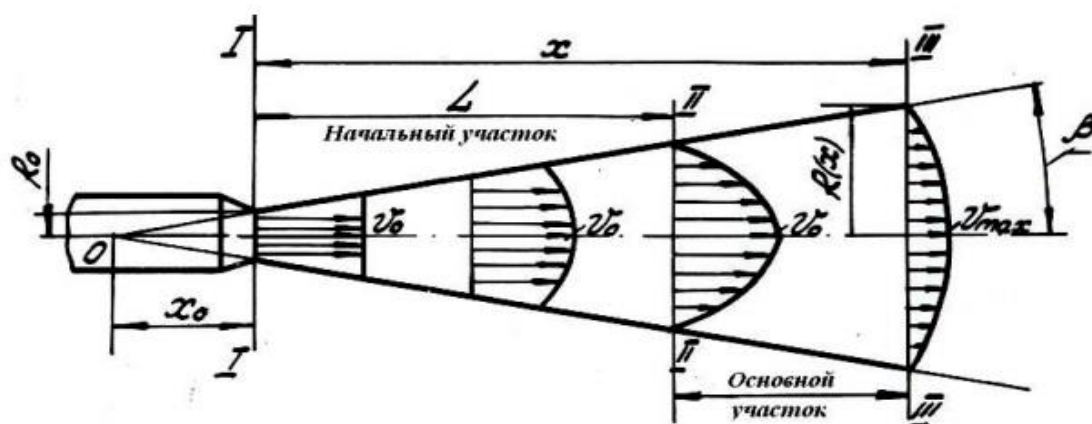


Рисунок 2.8.1 – Структура затопленной струи

Практический интерес представляют величины, определяющие изучаемую струю:

- расстояние x_0 , дающее положение полюса струи;
- длина L начального участка;
- угол β , равный половине угла расхождения прямолинейных лучей, ограничивающих струю;
- радиус $R(x)$ струи на заданном расстоянии x от начального сечения;
- скорость V_{max} на оси основного участка струи.

Все эти величины могут быть найдены по формулам, имеющимся в технической литературе, например, по формулам Г.Н. Абрамовича. В эти формулы, кроме радиуса насадка R_0 , скорости истечения из отверстия V_0 , входит экспериментальный коэффициент a , называемый коэффициентом структуры. Он учитывает структуру потока в выходном сечении.

Сила давления струи на твердую преграду

Основной задачей при рассмотрении взаимодействия струи с различными твердыми преградами является определение силы давления струи на эти преграды. Рассмотрим взаимодействие струи, вытекающей из насадка ($H = const$), с твердой стенкой конической формы и осью, совпадающей с осью насадка (рисунок 2.8.2).

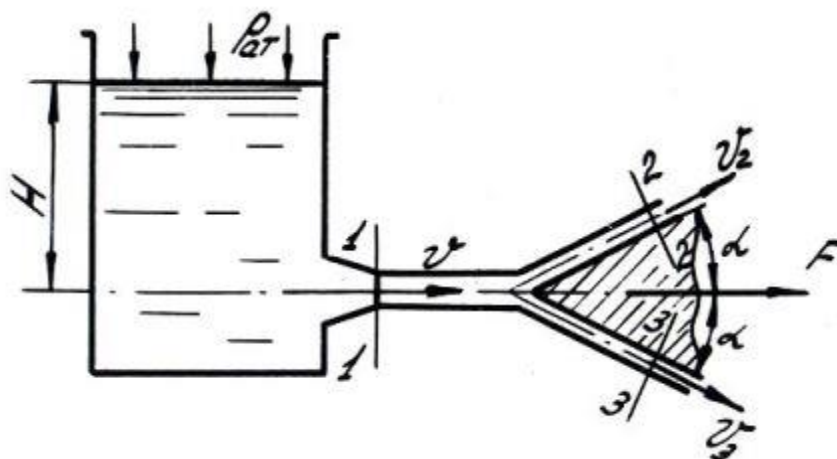


Рисунок 2.8.2 – Взаимодействие струи с твердой стенкой

Струя жидкости, вытекающая из насадка, достигнув стенки, разбивается на два равных потока, движущихся со скоростями, равными скорости жидкости в гидравлической струе.

Для определения величины силы давления F выделим из струи объем жидкости, заключенный между сечениями 1–1, 2–2 и 3–3, и применим закон об изменении количества движения.

Примем следующие допущения: весом жидкости, разницей высот точек в сечениях 2–2, 3–3 пренебрегаем; потери жидкости на гидравлическое трение между сечениями 1–2 и 1–3 отсутствуют.

Сформулируем теорему об изменении количества движения применительно к рассматриваемому случаю.

Изменение количества движения за время Δt в рассматриваемом объеме жидкости будет равно разности количества движения массы жидкости m , имеющей скорость v , и вошедшей за время Δt через сечение 1–1, и масс жидкости m_2 и m_3 , вышедших за время Δt через сечения 2–2 и 3–3 из данного объема со скоростями v_2 и v_3 .

Теорема об изменении количества движения в проекции на горизонтальную ось записывается следующим образом:

$$mv - m_2 v_2 \cos \alpha - m_3 v_3 \cos \alpha = F \Delta t, \quad (2.23)$$

где F – сила давления струи на стенку;

m – масса жидкости, проходящая со скоростью v через сечение 1–1 за время Δt ;

m_2, m_3 – массы жидкости, проходящие соответственно через сечения 2–2 и 3–3 со скоростями $v_2, v_3, v_2 = v_3 = v; m_2 = m_3 = m/2$ ввиду деления гидравлической струи на два разных потока.

Запишем уравнение (2.23) с учетом того, что $m_2 = m_3 = m/2$ и $v_2 = v_3 = v$:

$$mv - \frac{1}{2m v \cos \alpha} - \frac{1}{2m v \cos \alpha} = F \Delta t, \text{ или } mv - mv \cos \alpha = F \Delta t, \quad (2.24)$$

Откуда сила давления определится по формуле

$$F = mv(1 - \cos \alpha) \Delta t. \quad (2.25)$$

Тема 2.9 Основы теории гидравлического моделирования

Несмотря на высокий уровень развития современной гидродинамической теории, далеко не все задачи могут быть решены теоретически с достаточной для практических целей точностью. Многие задачи приходится решать экспериментально. При создании современных гидравлических и газодинамических машин, приборов, летательных аппаратов, сооружений и т.д. гидродинамический расчет является важнейшим и обязательным этапом проектирования, но все же результирующая оценка качеств и характеристик создаваемой машины или сооружения производится на основе экспериментальных испытаний модели или натурального объекта. Роль гидродинамического эксперимента велика, и существует обширный раздел гидромеханики, составляющий самостоятельную дисциплину – экспериментальную гидромеханику или аэродинамику.

При постановке гидродинамического эксперимента одним из основных является вопрос о том, по каким правилам должна быть изготовлена модель

испытываемого объекта и по каким зависимостям следует пересчитать данные опытов, чтобы получить достоверное описание натурального гидродинамического явления. На этот вопрос дает ответ раздел гидромеханики, называемой теорией подобия.

В теории подобия различают геометрическое подобие, являющееся подобием границ областей течений, кинематическое подобие, под которым подразумевают подобие полей местной скорости, и динамическое подобие, являющееся подобием сил.

Дадим более полное определение. Пусть есть натуральный объект и его модель. Все параметры натурального потока будем отмечать индексом 1, модели – 2. Чтобы получить область течения, геометрически подобную натурному потоку, разделим все линейные размеры последнего на некоторое число m_l – линейный масштаб, и полученные результаты примем за соответствующие линейные размеры модельного истока. Число m_l выбирают из практических соображений, которые диктуются, например, производственными возможностями лаборатории.

Таким образом получаем связь между геометрическими параметрами натуры l_1 и модели l_2 :

$$\frac{l_1}{l_2} = m_l. \quad (2.26)$$

Линейные размеры, связанные соотношением (2.26) называются соответственными или сходственными. Точки, координаты которых удовлетворяют этому соотношению, называются сходственными.

Итак, два потока будут геометрически подобными, если любой линейный размер одного из них можно получить из линейного размера другого путем умножения на постоянный множитель.

Если выбрать для модели и натуры характерный размер и отнести все линейные размеры модели и натуры к этому характерному размеру, то получим безразмерные отношения или безразмерные координаты, которые для сходственных точек одинаковы.

Допустим теперь, что потоки 1 и 2 геометрически подобны. Обозначим через U_1 и U_2 скорости в их сходственных точках. Если отношение одинаково для любой пары сходственных точек, то потоки 1 и 2 будем считать кинематически подобными.

$$\frac{U_1}{U_2} = m_u. \quad (2.27)$$

Для неустановившегося течения условие (2.27) должно выполняться в момент времени, которые называются сходственными и определяются соотношением:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = m_t.$$

где m_t – масштаб времени.

Рассмотрим далее какую-либо пару сходственных точек и обозначим силы действующие в этих точках F_1 и F_2 . Если

$$\frac{F_1}{F_2} = m_F, \quad (2.28)$$

есть величина постоянная для любой пары сходственных точек, то потоки 1 и 2 называются динамически подобными.

Кинематические и динамические подобия могут существовать только при наличии геометрического подобия.

Если для какой-либо группы гидродинамических явлений имеет место кинематическое и динамическое подобие, то их называют механически подобными. В этом случае, безразмерные координаты сходственных точек, а такие безразмерные скорости и силы одинаковы. То есть все физические параметры механически подобных потоков, представленные в безразмерном виде для сходственных точек, одинаковы. А все физические параметры в любом из потоков связаны системой дифференциальных уравнений, описывающих движение, но если потоки механически подобны, то сами уравнения, представленные в безразмерном виде, должны быть одинаковыми. Имея это в виду, запишем уравнение движения (Навье-Стокса) и приведем их к безразмерному виду. Для всех динамически подобных потоков оно должно быть одинаковым, а следовательно, необходимо, чтобы коэффициенты каждого из членов для этой группы потоков были одинаковыми, то есть:

$$\frac{F_0 L}{U^2} = idem; \frac{P}{\rho U^2} = idem; \frac{\vartheta}{UL} = idem; \frac{L}{UT} = idem,$$

$$\text{где } U^2 = \frac{1}{Fr}, \rho u^2 = E_u, UL = \frac{1}{Re}, UT = Sh.$$

Эти безразмерные комплексы играют роль критериев подобия и имеют собственные наименования.

То есть, если существуют механически подобные потоки, то записав систему дифференциальных уравнений движения в безразмерном виде, получим единственное решение, в которое войдут в качестве параметров зафиксированные значения чисел Fr , E_u , Re , Sh . Это решение определит целый класс физически реальных процессов, размерные параметры которых в сходственных точках будут отличаться только численными множителями, а безразмерные будут одинаковыми. Иначе говоря, получим класс динамически подобных потоков.

Физический смысл чисел Fr , E_u , Re , Sh и соответствующих критериев заключается в том, что выражения для них получены делением коэффициентов при отдельных членах уравнений движения на коэффициент при конвективной силе инерции. Эти члены представляют собой отнесенные к единице массы силы различной физической природы:

$$\frac{U^2}{gL} = Fr - \text{характеризует отношение силы инерции к силе тяжести;}$$

$\frac{UL}{\nu} = Re$ – отношение силы инерции к силе вязкости;

$\frac{P}{\rho U^2} = Eu$ – отношение силы давления к силе инерции;

$\frac{L}{UT} = S$ – отношение локальной инерционной силы к конвективной. То есть,

все критерии характеризуют отношение сил различной физической природы и потому является критерием динамического подобия.

Тема 3.1 Принцип действия и основные параметры лопастных гидромашин

Основное предназначение любого насоса – перемещение жидкости из одной части трубопровода в другую путём создания давления и напора в системе. Есть множество способов добиться этого. В центробежных насосах эта задача решается при помощи интенсивного вращения рабочего колеса. Оно создаёт центробежную силу, которая и способствует перемещению перекачиваемой среды.

Схема принципа работы центробежного насоса изображена на рисунке 3.1.1.

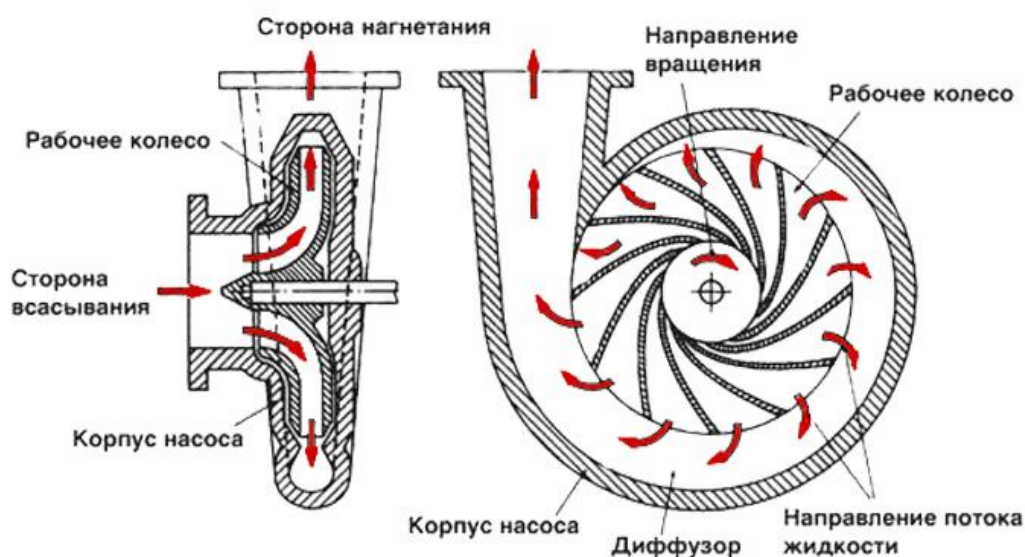


Рисунок 3.1.1 – Схема принципа работы центробежного насоса

Рабочее колесо – основная рабочая часть насоса. Однако, чтобы привести его в движение необходимо подвести к нему крутящий момент от двигателя. Для этого используется жесткое соединение рабочего колеса и вала насоса. Вал насоса соединяется с рабочим валом двигателя. Это простая и надёжная конструкция, которая представляет один из наиболее удобных методов перекачивания и транспортировки различных жидкостных сред.

Особенность работы центробежного насоса заключается в том, что когда внутри его корпуса отсутствует вода, он продолжает работать. Это холостое вращение двигателя и рабочего колеса, при котором не происходит никакого перемещения жидкости. При этом происходит перегрев торцевых уплотнений, и они могут выйти из строя без охлаждения и смазки. Охлаждение и смазка происходят за счет перекачиваемой жидкости. Именно поэтому важно обеспечить стабильную подачу жидкости в корпус насоса.

За это отвечает всасывающий патрубок. Вращение рабочего колеса насоса, создаёт разрежение на входном и повышенное давление на выходном участке

трубопровода. Это обеспечивает перемещение жидкости. Именно поэтому важно следить за состоянием всасывающего патрубка. Если он загрязнён или повреждён, эффективность насоса снижается.

Внутри корпуса насоса может быть размещено одно или несколько рабочих колёс. Все они должны быть жёстко закреплены на валу. Когда электродвигатель включается, внутри корпуса начинаются следующие процессы:

- создаётся разрежение на всасывающем патрубке, в камеру насоса поступает жидкость;
- вращение рабочих колёс создаёт центробежную силу, которая отбрасывает жидкость к стенкам камеры насоса;
- через специальные каналы жидкость, движению которой придали импульс, поступает в выходной патрубок и оттуда – дальше в трубопровод.

Центробежные насосы могут работать с разными жидкостями. Это не обязательно должна быть вода. Главное, чтобы технические и эксплуатационные характеристики оборудования позволяли ему работать с той средой, которую вы планируете перекачивать.

Осевая турбомашина (рисунок 3.1.2) состоит из рабочего 1 с лопатками 2, вала 3, кожуха 4 с коллектором 5, переднего обтекателя 6, спрямляющего аппарата 7, диффузора 8 и подшипников. Лопатки относительно втулки закреплены под некоторым углом. При вращении рабочего колеса в направлении, показанном на рис. 4 стрелкой, благодаря воздействию лопаток на текучее происходит приращение напора, необходимое для движения текучего: у входа в колесо возникает разрежение, а за колесом - давление.

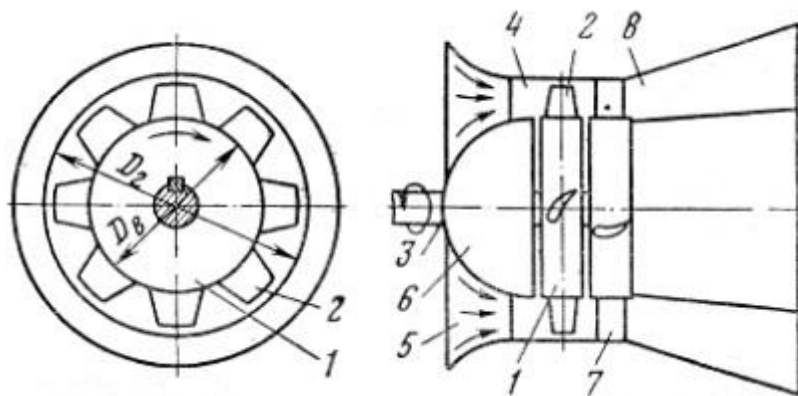


Рисунок 3.1.2 – Осевая турбомашина

За рабочим колесом устанавливается, спрямляющий аппарат, который служит для раскручивания потока текучего, выходящего из колеса закрученным. Назначение диффузора то же, что и в центробежной турбомашине. Описанная осевая турбомашина одноколесная. Однако, как и центробежная, она может быть многоколесной, обычно с последовательным соединением колес. Между

рабочими колесами устанавливается неподвижный лопаточный направляющий аппарат, а за последним колесом – такой же конструкции спрямляющий аппарат.

В центробежной турбомашине текучее входит в колесо вдоль оси, а выходит в плоскости вращения колеса, а в осевой – текучее движется вдоль оси колеса.

Основным элементом турбомашин является рабочее колесо. Рабочее колесо воспринимает передаваемую от двигателя работу и передает ее посредством лопаток потоку текучего, у которого при этом увеличивается давление.

Увеличение давления текучего, необходимое для его движения в присоединенном к турбомашине трубопроводе, происходит благодаря гидроаэродинамическим силам, возникающим от динамического воздействия лопаток вращающегося колеса на поток текучего. Лопатка рабочего колеса представляет собой крыло - слегка изогнутое, удобно обтекаемое тело с хорошо закругленной набегающей на поток частью и заостренным концом, а рабочее колесо - решетку из таких совместно работающих крыльев.

Производительность – (подача-расход) Q , то есть количество транспортируемого турбомашинной текучего в единицу времени, измеряемое в объемных ($\text{м}^3/\text{сек}$, $\text{м}^3/\text{мин}$, $\text{м}^3/\text{ч}$) или в весовых ($\text{кгс}/\text{сек}$, $\text{кгс}/\text{мин}$, $\text{кгс}/\text{ч}$) единицах; согласно ГОСТ применительно к вентиляторам принят термин производительность, а к насосам - подача;

Давление – (напор) H , создаваемый турбомашинной; единицей измерения давления принята высота столба жидкости (воды, ртути, спирта и т. д.), $\text{кгс}/\text{м}^2$ или атмосферы – физическая (атм) и техническая (ат). При измерении давления по высоте столба жидкости следует иметь в виду, что эта высота при неизменном давлении обратно пропорциональна удельному весу γ жидкости.

Физическая атмосфера – это среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря при 0°C , равное $10\,333 \text{ кгс}/\text{м}^2$ и соответствующее высоте ртутного столба 760 мм или высоте водяного столба 10,33 м.

Техническая атмосфера – это давление, равное $10\,000 \text{ кгс}/\text{м}^2$ (или $1 \text{ кгс}/\text{см}^2$) и соответствующее высоте ртутного столба 736 мм или высоте водяного столба 10 м, измеряемое при помощи депрессиометра и других приборов. Давление, создаваемое вентилятором, измеряется в паскалях $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н}/\text{м}^2$, $\text{кгс}/\text{м}^2$ ($1 \text{ кгс}/\text{м}^2 = 1 \text{ мм вод. ст.}$). Давление, создаваемое насосом, измеряется с помощью манометра в $\text{кгс}/\text{см}^2$, (ат), метрах. Различают избыточное давление, т.е. избыток измеряемого манометром давления над барометрическим давлением окружающей среды, и абсолютное давление, равное сумме барометрического и измеренного манометром избыточного давления.

Мощность N , потребляемая турбомашинной, при электрических двигателях измеряется в киловаттах, а при тепловых и пневматических - в лошадиных силах ($1 \text{ кВт} = 102 \text{ кгс} \cdot \text{м/сек}$; $1 \text{ л. с.} = 75 \text{ кгс} \cdot \text{м/сек}$).

КПД η турбомашинной – отношение идеальной мощности, необходимой для транспортирования текучего, к мощности, фактически потребляемой турбомашинной.

Скорость вращения n рабочего колеса турбомашинной за единицу времени (число оборотов в минуту), мин-1.

Тема 3.2 Центробежные и осевые насосы

Рассмотрим кинематику потока в рабочем колесе (рисунок 3.2.1). Движение частиц жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса является неустановившимся, но в целом поток имеет определённое направление.

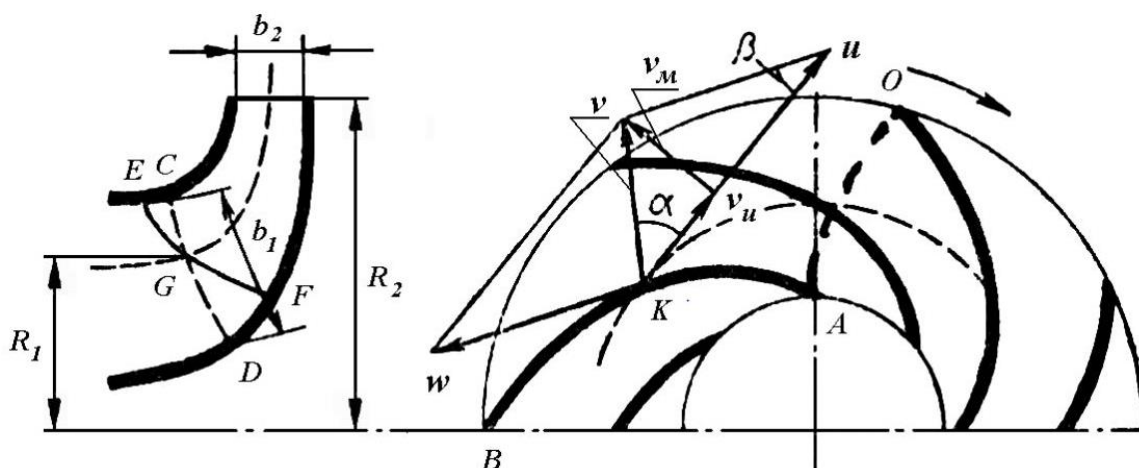


Рисунок 3.2.1 – Схема рабочего колеса

При описании кинематики потока жидкости в рабочем колесе принимают следующие допущения:

- а) в рабочей полости насоса движется идеальная жидкость, т.е. несжимаемая, в которой отсутствует трение между частицами;
- б) рабочее колесо имеет бесконечное число бесконечно тонких лопастей, поэтому поток жидкости во всех сечениях межлопастных каналов равноскоростной (осесимметричный);
- в) относительное движение потока жидкости в рабочем колесе при угловой скорости его вращения $\omega = const$ является установившимся;
- г) поле скоростей движущейся жидкости двухмерное и расположено в плоскости, перпендикулярной к оси вращения рабочего колеса.

Следовательно, движение всех частиц жидкости в рабочей полости насоса одинаково и на них действует центробежная сила, окружная сила и сила Кориолиса. Под действием этих сил (центробежная и Кориолиса) частица жидкости движется относительно лопасти по траектории AB (рисунок 3.2.1) с относительной скоростью w . Под действием окружной силы она совершает

переносное движение с окружной скоростью u и её траекторией становится линия AO , по которой частица движется с абсолютной скоростью v равной:

$$v = w + u.$$

Следовательно, v , w и u образуют треугольник скоростей. Относительная скорость w направлена по касательной к лопасти; окружная скорость u – по касательной к окружности в сторону вращения рабочего колеса.

Разложим абсолютную скорость v на две взаимно перпендикулярные составляющие v_u – окружную составляющую абсолютной скорости и v_m – меридиональную скорость – проекцию абсолютной скорости на меридиональную плоскость, проходящую через ось колеса и рассматриваемую точку (вектор меридиональной скорости направлен вдоль радиуса рабочего колеса в меридиональном сечении):

$$v = v \sin \alpha_m; \quad v_u = v \cos \alpha = u - w \cos \beta,$$

где α – угол между абсолютной v и окружной u скоростями жидкости;

β – угол между относительной w и отрицательным направлением окружной u скорости жидкости; рабочий угол лопаток, вершина которого определяет очертание лопастей (рисунок 3.2.1).

Основное уравнение лопастного насоса

Уравнение Эйлера связывает теоретический напор насоса со скоростями движения жидкости, которые зависят от подачи насоса, угловой скорости вращения рабочего колеса, а также с его геометрическими характеристиками.

$$H_D = \frac{\eta_r u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g},$$

где η_r – гидравлический коэффициент полезного действия.

Неравномерность скоростей в каналах колеса изменяет картину скоростей на входе и выходе из колеса. Следовательно, при конечном числе лопаток действительный напор, создаваемый насосом будет меньше теоретического напора:

$$H_D = k D_2^2 n^2,$$

где D_2 – внешний диаметр рабочего колеса;

n – частота вращения вала насоса, об/мин;

k – коэффициент, зависящий от геометрии колеса.

Действительная подача лопастного насоса будет равна:

$$Q = 0,164 \lambda \psi \eta_0 D_2^2 b_2 n,$$

где λ – коэффициент стеснения потока жидкости, учитывающий площади, занимаемые концами лопаток;

ψ – коэффициент, зависящий от углов α_2 и β_2 ;

η_0 – коэффициент утечки или объемный КПД, учитывающий щелевые потери жидкости через зазор между колесом и корпусом;

b_2 – ширина колеса на внешнем диаметре.

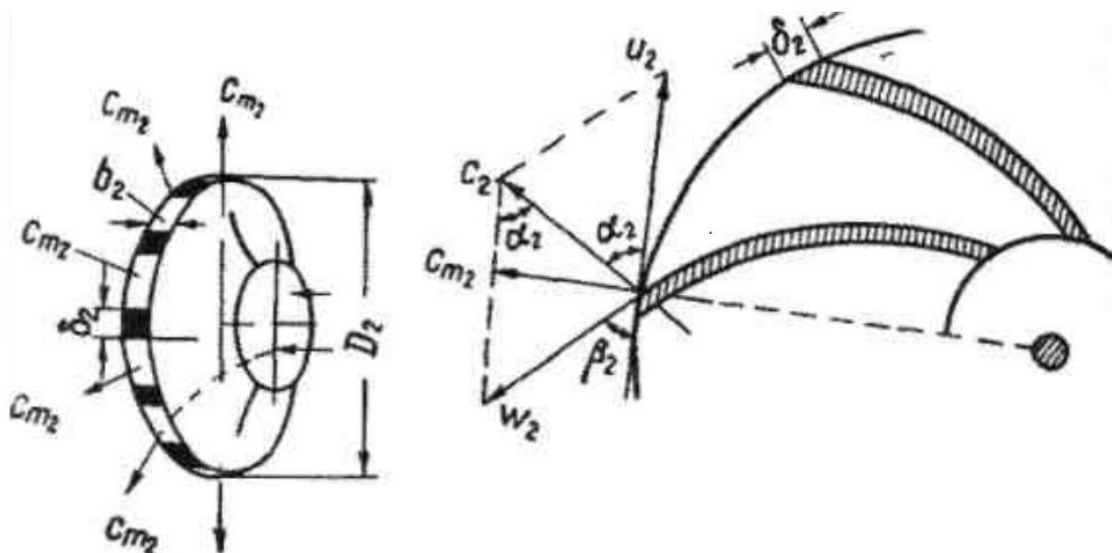


Рисунок 3.2.2 – Влияние геометрии колеса

Тема 3.3 Подобие лопастных машин

Несмотря на высокий уровень развития современной гидродинамической теории, далеко не все задачи могут быть решены теоретически с достаточной для практических целей точностью. Многие задачи приходится решать экспериментально. При создании современных гидравлических и газодинамических машин, приборов, летательных аппаратов, сооружений и т.д. гидро-динамический расчет является важнейшим и обязательным этапом проектирования, но все же результирующая оценка качеств и характеристик создаваемой машины или сооружения производится на основе экспериментальных испытаний модели или натурального объекта. Роль гидродинамического эксперимента велика, и существует обширный раздел гидромеханики, составляющий самостоятельную дисциплину – экспериментальную гидромеханику или аэродинамику.

При постановке гидродинамического эксперимента одним из основных является вопрос о том, по каким правилам должна быть изготовлена модель испытываемого объекта и по каким зависимостям следует пересчитать данные опытов, чтобы получить достоверное описание натурального гидродинамического явления. На этот вопрос дает ответ раздел гидромеханики, называемой теорией подобия.

В теории подобия различают геометрическое подобие, являющееся подобием границ областей течений, кинематическое подобие, под которым подразумевают подобие полей местной скорости, и динамическое подобие, являющееся подобием сил.

Дадим более полное определение. Пусть есть натуральный объект и его модель. Все параметры натурального потока будем отмечать индексом 1, модели – 2. Чтобы получить область течения, геометрически подобную натурному потоку,

разделим все линейные размеры последнего на некоторое число m_l – линейный масштаб, и полученные результаты примем за соответствующие линейные размеры модельного истока. Число m_l выбирают из практических соображений, которые диктуются, например, производственными возможностями лаборатории.

Таким образом получаем связь между геометрическими параметрами природы l_1 и модели l_2 :

$$\frac{l_1}{l_2} = m_l. \quad (3.1)$$

Линейные размеры, связанные соотношением (3.1) называются соответственными или сходственными. Точки, координаты которых удовлетворяют этому соотношению, называются сходственными.

Итак, два потока будут геометрически подобными, если любой линейный размер одного из них можно получить из линейного размера другого путем умножения на постоянный множитель.

Если выбрать для модели и природы характерный размер и отнести все линейные размеры модели и природы к этому характерному размеру, то получим безразмерные отношения или безразмерные координаты, которые для сходственных точек одинаковы.

Допустим теперь, что потоки 1 и 2 геометрически подобны. Обозначим через U_1 и U_2 скорости в их сходственных точках. Если отношение

$$\frac{U_1}{U_2} = m_u, \quad (3.2)$$

одинаково для любой пары сходственных точек, то потоки 1 и 2 будем считать кинематически подобными.

Для неустановившегося течения условие (3.2) должно выполняться в момент времени, которые называются сходственными и определяются соотношением:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = m_t,$$

где m_t – масштаб времени.

Рассмотрим далее какую-либо пару сходственных точек и обозначим силы действующие в этих точках F_1 и F_2 .

Если

$$\frac{F_1}{F_2} = m_F, \quad (3.3)$$

есть величина постоянная для любой пары сходственных точек, то потоки 1 и 2 называются динамически подобными.

Кинематические и динамические подобиya могут существовать только при наличии геометрического подобия.

Если для какой-либо группы гидродинамических явлений имеет место кинематическое и динамическое подобие, то их называют механически

подобными. В этом случае, безразмерные координаты сходственных точек, а такие безразмерные скорости и силы одинаковы. То есть все физические параметры механически подобных потоков, представленные в безразмерном виде для сходственных точек, одинаковы. А все физические параметры в любом из потоков связаны системой дифференциальных уравнений, описывающих движение, но если потоки механически подобны, то сами уравнения, представленные в безразмерном виде, должны быть одинаковыми. Имея это в виду, запишем уравнение движения (Навье-Стокса) и приведем их к безразмерному виду. Для всех динамически подобных потоков оно должно быть одинаковым, а следовательно, необходимо, чтобы коэффициенты каждого из членов для этой группы потоков были одинаковыми, то есть:

$$\frac{F_0 L}{U^2} = idem; \frac{P}{\rho U^2} = idem; \frac{v}{UL} = idem; \frac{L}{UT} = idem,$$

$$\text{где } U^2 = \frac{1}{Fr}, \rho U^2 = E_u, UL = \frac{1}{Re}, UT = Sh.$$

Эти безразмерные комплексы играют роль критериев подобия и имеют собственные наименования.

То есть, если существуют механически подобные потоки, то записав систему дифференциальных уравнений движения в безразмерном виде, получим единственное решение, в которое войдут в качестве параметров зафиксированные значения чисел Fr , E_u , Re , Sh . Это решение определит целый класс физически реальных процессов, размерные параметры которых в сходственных точках будут отличаться только численными множителями, а безразмерные будут одинаковыми. Иначе говоря, получим класс динамически подобных потоков.

Физический смысл чисел Fr , E_u , Re , Sh и соответствующих критериев заключается в том, что выражения для них получены делением коэффициентов при отдельных членах уравнений движения на коэффициент при конвективной силе инерции. Эти члены представляют собой отнесенные к единице массы силы различной физической природы:

$$\frac{U^2}{gL} = Fr - \text{характеризует отношение силы инерции к силе тяжести};$$

$$\frac{UL}{v} = Re - \text{отношение силы инерции к силе вязкости};$$

$$\frac{P}{\rho U^2} = E_u - \text{отношение силы давления к силе инерции};$$

$$\frac{L}{UT} = Sh - \text{отношение локальной инерционной силы к конвективной}.$$

То есть, все критерии характеризуют отношение сил различной физической природы и потому являются критерием динамического подобия.

Тема 3.4 Поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневые гидромашины применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашины делятся на одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рисунке 3.4.1. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями – поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидролинией всасывания, другой – с напорной гидролинией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом.

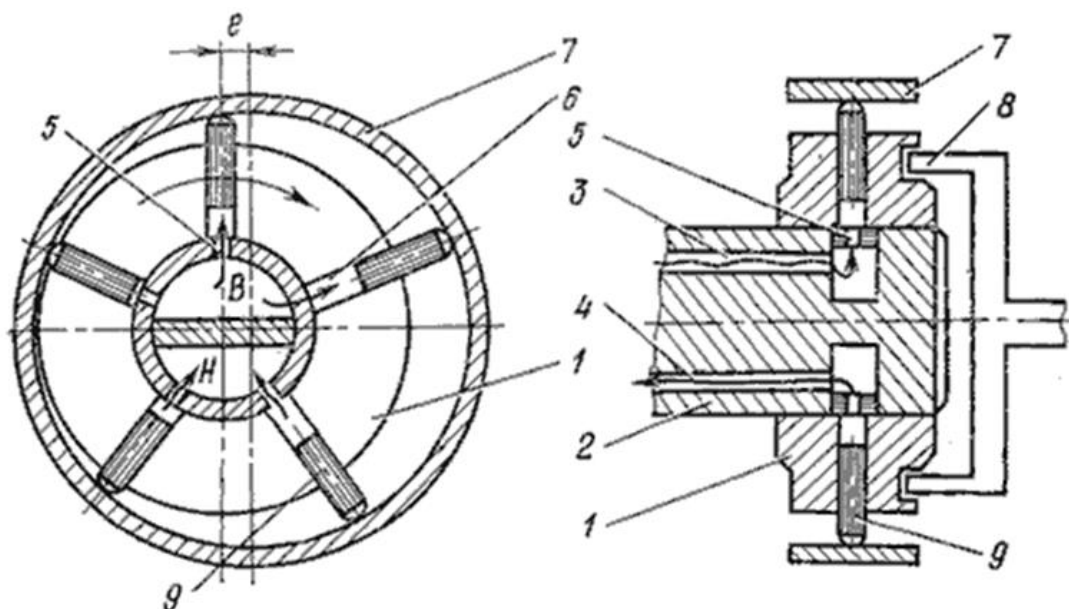


Рисунок 3.4.1 – Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рисунке 3.4.1 стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Подача радиально-поршневого насоса:

$$Q = qn\eta_{об} = \frac{\pi d^2}{2} ezn\eta_{об}$$

где d – диаметр цилиндра;

e – эксцентриситет;

z – число поршней.

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего $z = 7$ или $z = 9$). Число рядов цилиндров для увеличения подачи может быть увеличено от 2 до 6. Подача радиально-поршневого насоса с кратностью действия i и числом рядов m подсчитывается по формуле

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} h z i m n \eta_{об},$$

где h – ход поршней.

В станкостроении применяют регулируемые радиально-поршневые насосы однократного действия типа НП, которые выпускают с максимальной подачей до 400 л/мин и давлением до 200 МПа.

На рисунке 3.4.2 представлен радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров, который состоит из корпуса 1 и крышки 25, внутри которых размещены все рабочие элементы насоса: скользящий блок 10 с крышкой 24, обойма 9 с крышкой 3 и реактивным кольцом 6, ротор 8 с радиально расположенными цилиндрами, поршни 7, распределительная ось 11, на которой на скользящей насадке установлены ротор, приводной вал 20 и муфта. Скользящий блок может перемещаться по направляющим 15, благодаря чему достигаются изменение эксцентриситета, а следовательно, и подача насоса. Величина эксцентриситета ограничивается указателем 19. Обойма вращается в двух подшипниках 12, а приводной вал - в подшипниках 14. Распределительная ось имеет каналы с отверстиями, через которые происходят всасывание и нагнетание. Муфта состоит из фланца 2, установленного на шлицах приводного вала промежуточного кольца 5 и четырех роликов 4, через которые крутящий момент передается от фланца к ротору. Для исключения утечек рабочей жидкости по валу служит уплотнение 21. Утечки по каналу 17 отводятся в корпус насоса, а из него через отверстие 13 в дренажную гидролинию.

Насос работает следующим образом. При вращении ротора поршни под действием центробежной силы выдвигаются из цилиндров и прижимаются к реактивному кольцу обоймы. При этом если между ротором и обоймой есть эксцентриситет, то поршни, кроме вращательного, будут совершать и возвратно-поступательные (в радиальном направлении) движения. Изменение эксцентриситета вызывает соответствующее изменение хода поршней и подачи насоса. Вместе с ротором во вращение вовлекается обойма, вращающаяся в своих подшипниках. Такая конструкция позволяет уменьшить силы трения и повысить КПД гидромашины.

Для радиально-поршневых машин работающих в режиме гидромотора крутящий момент можно определить по формуле

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} h z m i \eta_m,$$

где m – число рядов цилиндров;

i – кратность хода поршней;

h – величина хода поршней.

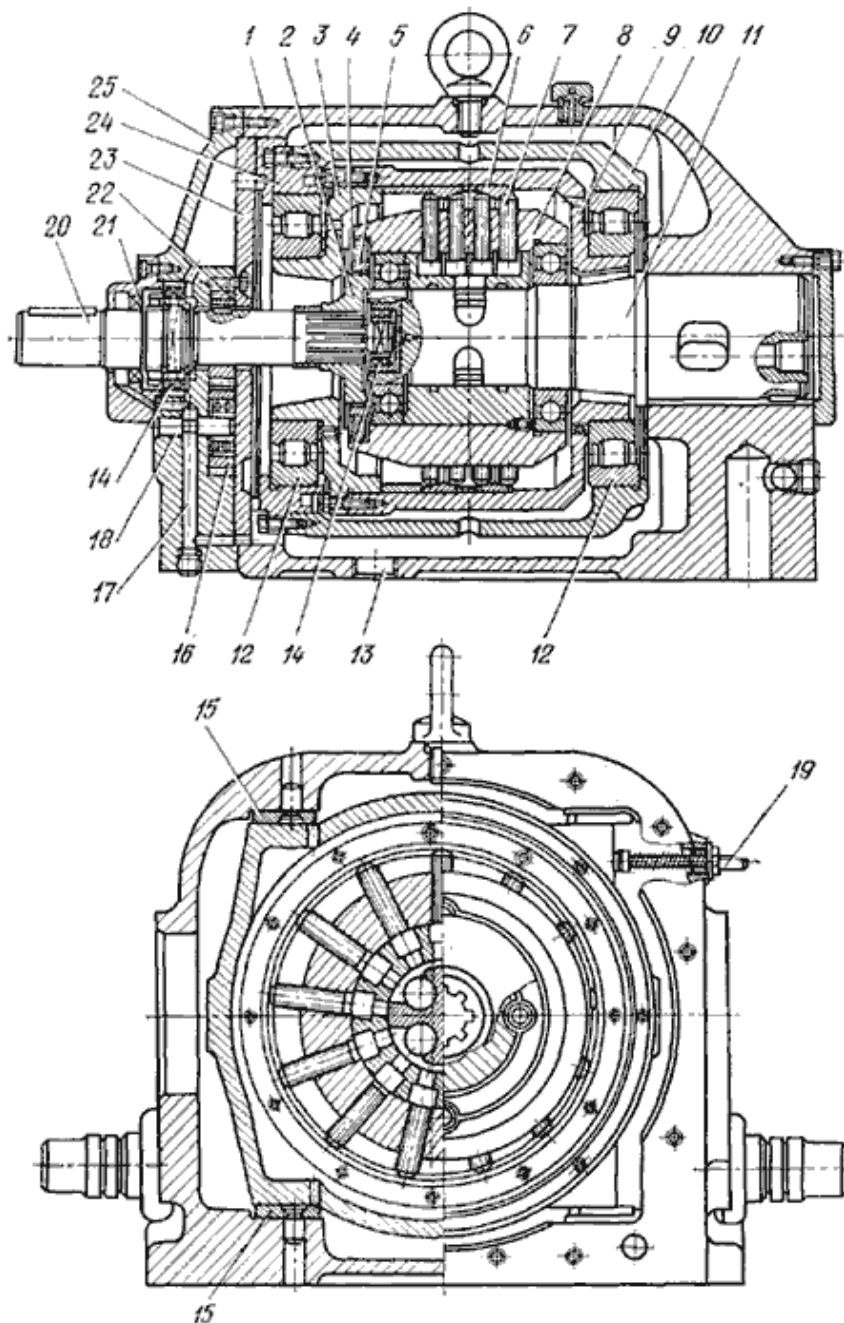


Рисунок 3.4.2 – Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы

Аксиально-поршневые гидромашинны нашли широкое применение в гидроприводах, что объясняется рядом их преимуществ: меньшие радиальные

размеры, масса, габарит и момент инерции вращающихся масс; возможность работы при большом числе оборотов; удобство монтажа и ремонта.

Аксиально-поршневой насос состоит из блока цилиндров 8 (рисунок 3.4.3) с поршнями (плунжерами) 4, шатунов 7, упорного диска 5, распределительного устройства 2 и ведущего вала 6.

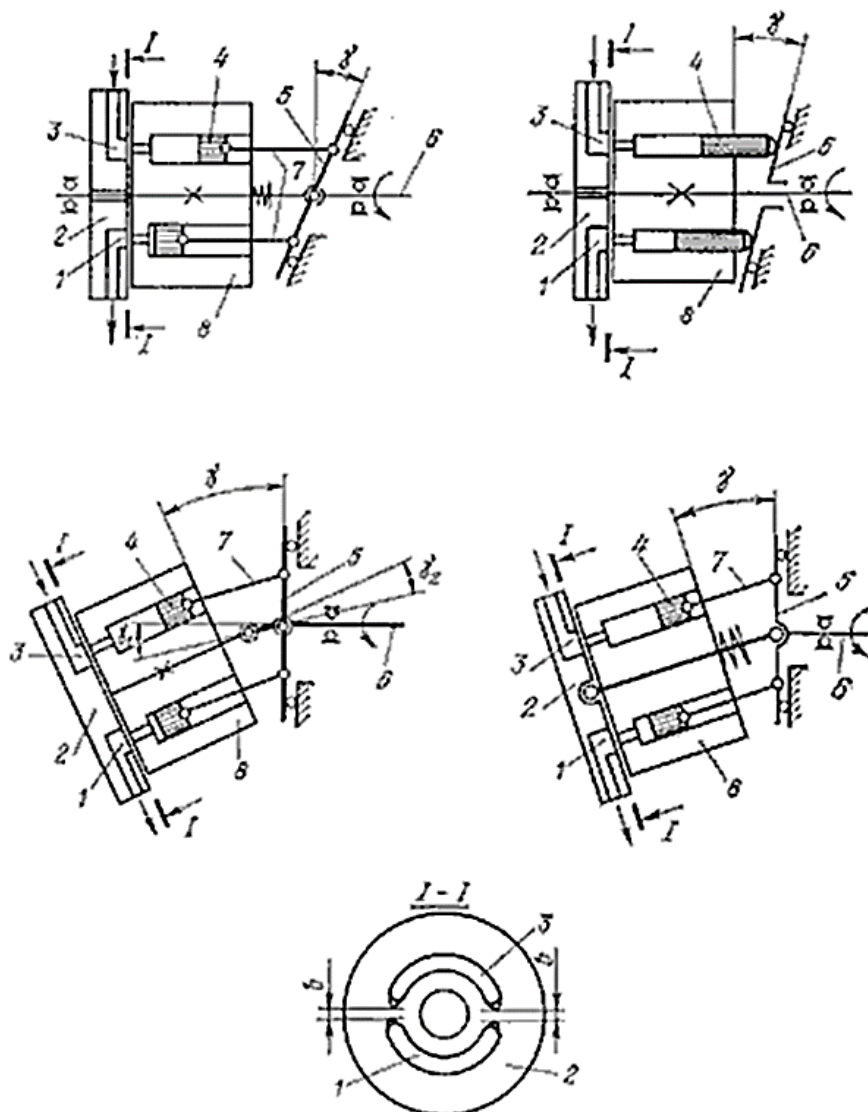


Рисунок 3.4.3 – Принципиальные схемы аксиально-поршневых насосов
 а – с иловым карданом; б – с не силовым карданом; в – с точечным касанием поршней; г – без карданного типа
 1 и 3 – окна; 2 – распределительное устройство; 4 – поршни; 5 – упорный диск; б – ведущий вал; 7 – шатуны; 8 – блок цилиндров
 а – с иловым карданом; б – с не силовым карданом; в – с точечным касанием поршней; г – без карданного типа

Во время работы насоса при вращении вала приходит во вращение и блок цилиндров. При наклонном расположении упорного диска (рисунок 3.4.3, а, в) или блока цилиндров (рисунок 3.4.3, б, г) поршни, кроме вращательного,

совершают и возвратно-поступательные аксиальные движения (вдоль оси вращения блока цилиндров). Когда поршни выдвигаются из цилиндров, происходит всасывание, а когда вдвигаются – нагнетание. Через окна 1 и 3 в распределительном устройстве 2 цилиндры попеременно соединяются то с всасывающей, то с напорной гидролиниями. Для исключения соединения всасывающей линии с напорной блок цилиндров плотно прижат к распределительному устройству, а между окнами этого устройства есть уплотнительные перемычки, ширина которых b больше диаметра d_k отверстия соединительных каналов в блоке цилиндров. Для уменьшения гидравлического удара при переходе цилиндрами уплотнительных перемычек в последних сделаны дроссельные канавки в виде небольших усиков, за счет которых давление жидкости в цилиндрах повышается равномерно.

Рабочими камерами аксиально-поршневых насосов являются цилиндры, аксиально расположенные относительно оси ротора, а вытеснителями – поршни. По виду передачи движения вытеснителям аксиально-поршневые насосы подразделяются на насосы с наклонным блоком (рисунок 3.4.3, б, г) и с наклонным диском (рисунок 3.4.3, а, в). Известные конструкции аксиально-поршневых насосов выполнены по четырем различным принципиальным схемам.

Насосы с силовым карданом (рисунок 3.4.3, а) приводной вал соединен с наклонным диском силовым карданом, выполненным в виде универсального шарнира с двумя степенями свободы. Поршни соединяются с диском шатунами. При такой схеме крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через кардан и наклонный диск. Начальное прижатие блока цилиндров распределительному устройству обеспечивается пружиной, а во время работы насоса давлением жидкости. Передача крутящего момента блоку цилиндров необходима для преодоления сил трения между торцом блока цилиндров и распределительным устройством.

В насосах с двойным несилевым карданом (рисунок 3.4.3, б) углы между осью промежуточного вала и осями ведущего и ведомого валов принимают одинаковыми и равными $1 = 2 = /2$. При такой схеме вращение ведущего и ведомого валов будет практически синхронным, а кардан полностью разгруженным, так как крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через диск 5, изготавливаемый заодно с валом 6.

Насосы с точечным касанием поршней наклонного диска (рисунок 3.4.3, в) имеют наиболее простую конструкцию, поскольку здесь нет шатунов и карданных валов. Однако для того, чтобы машина работала в режиме насоса, необходимо принудительно выдвигание поршней из цилиндров для прижатия их к опорной поверхности наклонного диска (например, пружинами, помещенными в цилиндрах). По такой схеме чаще всего изготавливают

гидромоторы типа Г15-2 (рисунок 3.4.4). Эти машины выпускаются небольшой мощности, т.к. в местах контакта поршней с диском создается высокое напряжение, которое ограничивает давление жидкости.

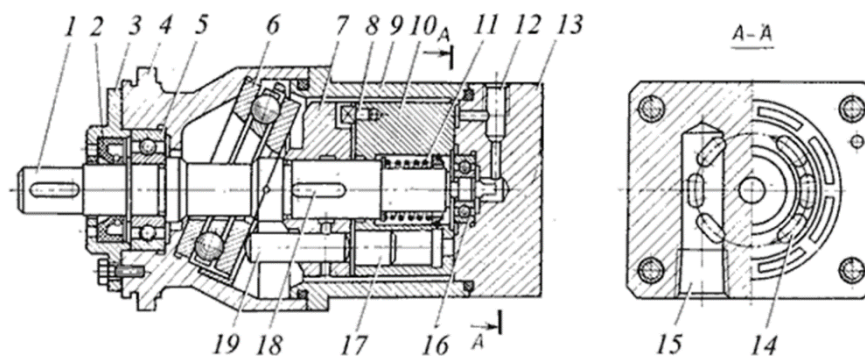


Рисунок 3.4.4 Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2

- 1 – вал; 2 – манжета; 3 – крышка; 4, 9 – корпус; 5, 16 – подшипник;
 6 – радиально упорный подшипник; 7 – барабан; 8 – поводок; 10 – ротор;
 11 – пружины; 12 – дренажное отверстие; 13 – распределительное устройство;
 14 – полукольцевые пазы; 15 – отверстие напорное; 17 – поршни; 18 – шпонка;
 19 – толкатель

Аксиально-поршневые машины без карданного типа (рисунок 3.4.3, г) блок цилиндров соединяется с ведущим валом через шайбу и шатуны поршней. По сравнению с гидромашинами с карданной связью машины без карданного типа проще в изготовлении, надежнее в эксплуатации, имеют меньший габарит блока цилиндров. По данной схеме отечественной промышленностью выпускается большинство аксиально-поршневых машин серии 200 и 300 (рисунок 3.4.5).

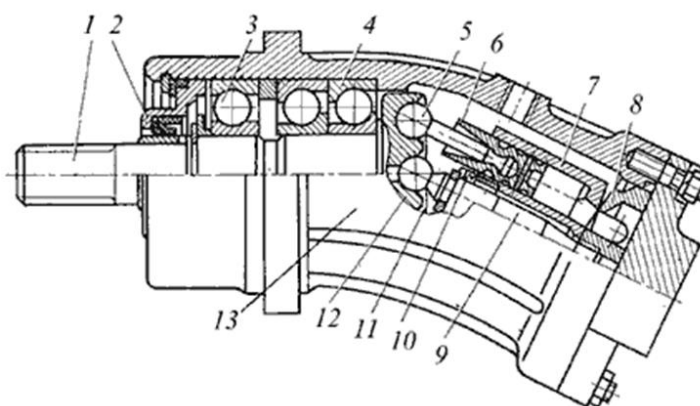


Рисунок 3.4.5 Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2

- 1 – вал; 2 – манжета; 3 – крышка; 4, 9 – корпус; 5, 16 – подшипник;
 6 – радиально упорный подшипник; 7 – барабан; 8 – поводок; 10 – ротор;
 11 – пружины; 12 – дренажное отверстие; 13 – распределительное устройство;
 14 – полукольцевые пазы; 15 – отверстие напорное; 17 – поршни; 18 – шпонка;
 19 – толкатель

Структура условного обозначения аксиально-поршневых машин серий 200 и 300 приведена на рисунке 3.4.6.

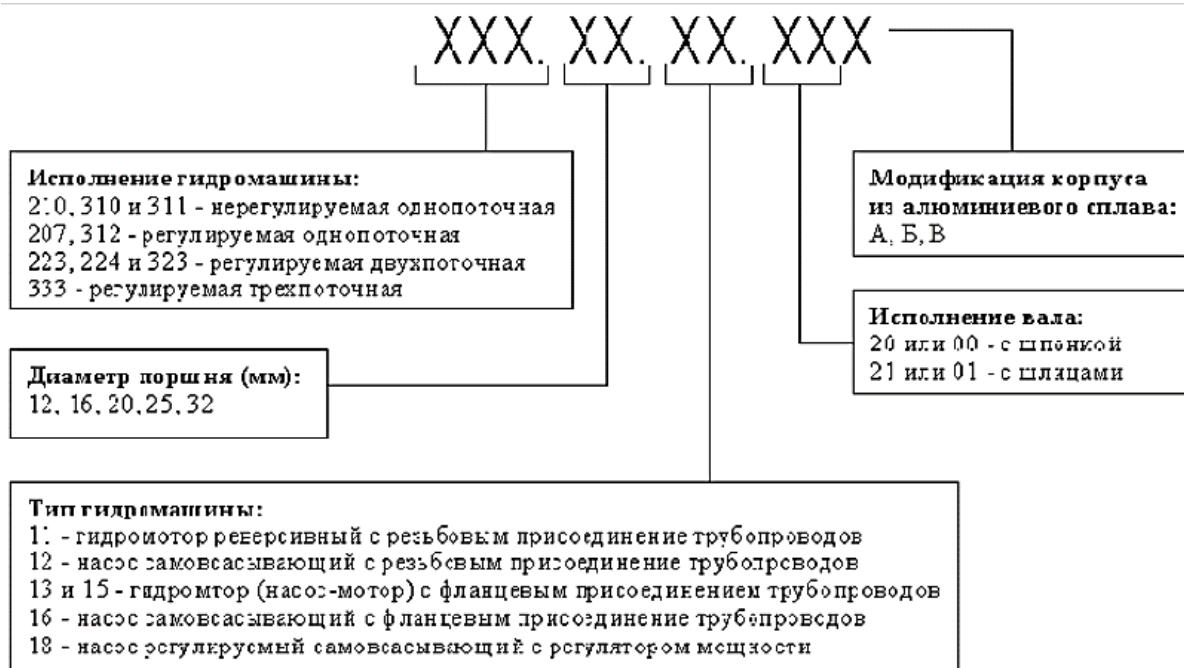


Рисунок 3.4.6 – Структура условного обозначения аксиально-поршневых гидромашин серий 200 и 300

Подача (расход) аксиально-поршневой гидромашины зависит от хода поршня, который определяется углом γ наклона диска или блока цилиндров ($\gamma < 25$). Если конструкция гидромашин в процессе ее эксплуатации допускает изменение угла γ , то такие машины регулируемые. При изменении угла наклона шайбы или блока цилиндров с $+\gamma$ до $-\gamma$ достигается реверсирование направления потока жидкости или вращения ротора гидромашин.

Подачу для машин с бесшатунным приводом определяют по формуле:

$$Q = qn\eta_{об} = \frac{\pi d^2}{4} zD \tan \gamma n \eta_{об},$$

а для машин с шатунным приводом

$$Q = qn\eta_{об} = \frac{\pi d^2}{4} zD' \sin \gamma n \eta_{об},$$

где d – диаметр цилиндра;

D и D' – диаметр окружности, на которой расположены центры окружностей цилиндров или закреплены шатуны на диске;

$D \tan \gamma$ и $D' \sin \gamma$ – ход поршня при повороте блока цилиндров на 180° ;

z – число поршней ($z = 7, 9, 11$).

Крутящий момент аксиально-поршневого гидромотора определяют по формуле:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} zD \tan \gamma \eta_m.$$

Тема 4.1 Определение режима работы насоса на сеть

Всякая насосная установка состоит из собственно насоса и сети, а поэтому работа насосной установки определяется как самим насосом, так и сетью (система трубопроводов и присоединенных к нему аппаратов).

Характеристика трубопровода. Гидравлическое сопротивление трубопровода пропорционально квадрату расхода жидкой среды, с которым она протекает в трубопроводе ($h = SQ^{2-m}$).

Следовательно, чтобы по трубопроводу (рисунок 4.1.1) подать жидкую среду с расходом Q и обеспечить при этом в конечной точке D заданный напор H , насос должен создать напор:

$$H_c = H_2 + SQ^{2-m} \quad (4.1)$$

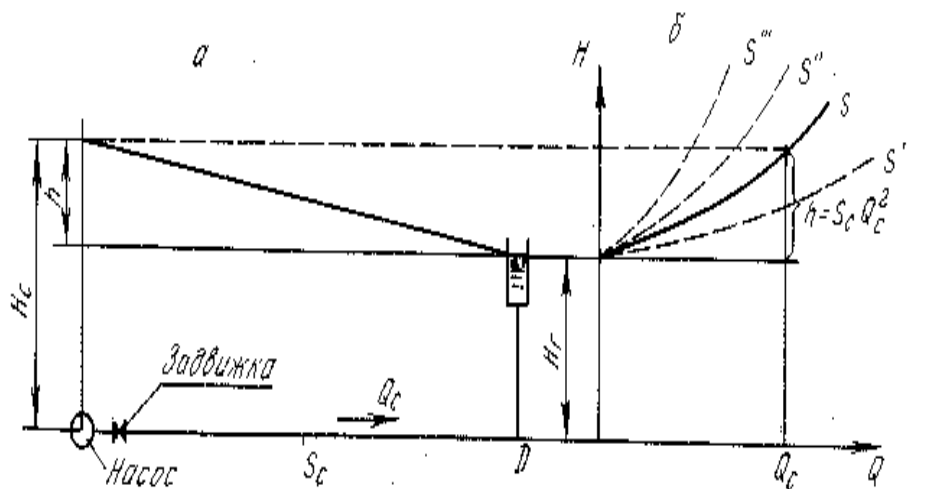


Рисунок 4.1.1 – Схема трубопровода и его характеристика.

Выражение 4.1., устанавливает зависимость требуемого напора от величины расхода жидкой среды в трубопроводе (системе трубопроводов) и называется *характеристикой трубопровода*. Зависимость (4.1) представляет собой уравнение параболы, не проходящей через начало координат, причем крутизна ветви параболы будет зависеть от величины сопротивления S . Таким образом, характеристика трубопровода может быть представлена семейством парабол в зависимости от его сопротивления.

Насос для конкретной системы трубопроводов может быть подобран путем графического построения характеристик насоса и характеристики трубопровода (графический метод), либо с помощью аналитических зависимостей: $H = a - bQ^{2-m}$ и $H_c = H_2 + SQ^{2-m}$ (аналитический метод).

Графический метод. При этом методе на одном графике строятся характеристики насоса и в масштабе напорной характеристики $Q - H$ наносится характеристика трубопровода (S), построенная по уравнению (4.1) (рисунок 4.1.2). Точка A пересечения напорной характеристики насоса и характеристики трубопровода называется *рабочей (режимной) точкой*. Координаты ее Q_A и H_A

соответствуют предельному значению подачи и напора данного насоса при перекачивании им жидкой среды в рассматриваемый трубопровод с характеристикой S . Большого расхода, чем Q_A , в этот трубопровод насос подать не может, так как создаваемые им напоры при любых значениях $Q > Q_A$ будут меньше, чем сопротивление трубопровода.

Работа насоса в трубопроводе при подачах меньших, чем Q_A , не желательна, так как режимы его работы будут не экономичны. В этом случае необходимо регулировать подачу.

При подборе насоса для совместной его работы с трубопроводом необходимо, чтобы рабочая точка A находилась в области максимального значения КПД насоса (точка n на рисунке 4.1.2)

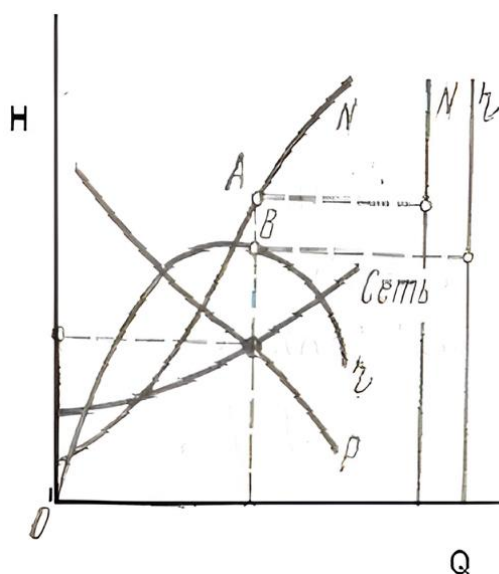


Рисунок 4.1.2 – Рабочая точка насосной установки.

Аналитический метод. Как было показано выше, рабочая точка A характеризуется параметрами Q_A и H_A , значения которых в этой точке одинаковы для насоса и трубопровода. Можно записать:

$$Q_A = Q_c = Q \text{ и } H_A = H_c = H, \quad (4.2)$$

где Q и H – соответственно подача и напор насоса;

Q_c и H_c – расход и напор в трубопроводе.

Используя аналитические зависимости характеристик насоса $H = a - vQ^{2-m}$ и трубопровода $H_c = H_2 + SQ^{2-m}$ с учетом равенств (4.2), запишем:

$$a - vQ_A^2 = H_2 + SQ_A^2$$

Решая относительно Q_A , получим:

$$Q_A = \sqrt{\frac{a - H_2}{v - k}}$$

Зная Q_A , по уравнению $H = a - vQ^{2-m}$ определим значение H_A :

$$H = a - vQ_A^{2-m}$$

Регулирование режима работы центробежного насоса, изменением частоты вращения рабочего колеса.

Используя закон пропорциональности (4.3, 4.4, 4.5), можно заданные характеристики насоса, полученные при частоте вращения n , пересчитать и построить ряд других характеристик для различных частот вращения.

$$\frac{Q_M}{Q_H} = \frac{n_M}{n_H} \cdot \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^3, \quad (4.3)$$

$$\frac{H_M}{H_H} = \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^2, \quad (4.4)$$

$$\frac{N_M}{N_H} = \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^5. \quad (4.5)$$

На рисунке 4.1.3 показано построение новых характеристик при n_2 по заданным характеристикам при n_1 . Если на напорной характеристике $(Q - H)_{n_1}$ взять произвольную точку (например A_1) с параметрами Q_1 и H_1 то на основании уравнений (4.1) и (4.2) подача и напор при частоте вращения n_2 будут равны:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \text{ и } H_2 = H_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

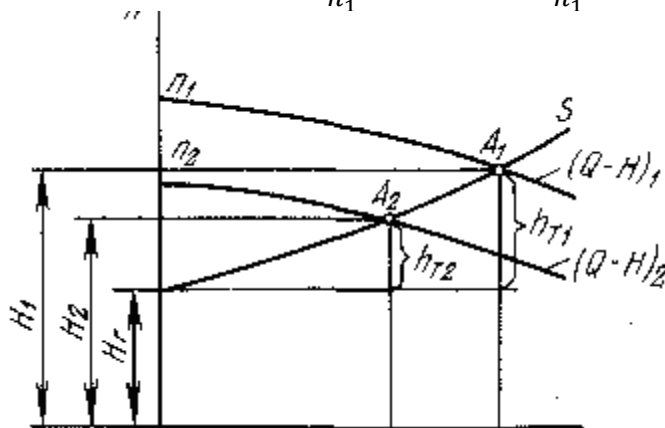


Рисунок 4.1.3 – Построение характеристики насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса

Откладывая значения Q_2 и H_2 , находим точку, принадлежавшую характеристике при частоте вращения n_2 . Повторяя подобные вычисления и построения для других точек и соединяя их плавной кривой, получим новую напорную характеристику $(Q - H)_{n_2}$ при частоте вращения n_2 . На основании формул (4.1), (4.2) можно записать:

$$\frac{H}{H_1} = \frac{Q^2}{Q_1^2} \text{ или } \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H}{Q^2} = k_1 = const,$$

$$H = k_1 Q^2.$$

Из последнего уравнения следует, что переходная кривая при пересчете параметров Q и H на другую частоту вращения является квадратичной параболой с вершиной в начале координат. Эта парабола называется *кривой пропорциональности при различных частотах вращения*, она же одновременно является *кривой одинаковых значений КПД*. Таким образом, при непрерывном

изменении частоты вращения от n_1 до n_2 значения Q и H будут изменяться по закону параболы, т.е. напорная характеристика будет перемещаться (приблизительно) параллельно самой себе (при увеличении частоты вращения – вверх, а при уменьшении – вниз). Характеристика $Q - \eta$ будет перемещаться при уменьшении частоты вращения – влево, а при увеличении – вправо.

Регулирование режима работы центробежного насоса, изменением диаметра рабочего колеса насоса.

Насосы, выпускаемые заводами, имеют номинальный размер диаметра рабочего колеса. В эксплуатационных условиях, для того чтобы согласовать работу насоса с характеристиками сети, в которой работает насос, возникает необходимость уменьшения (обточки) рабочего колеса. Возможность обточки также предусматривается заводами-изготовителями. Изменение диаметра рабочего колеса влияет на положение характеристик.

Пересчет параметров $Q_{об}$, $H_{об}$, $N_{об}$ и $\eta_{об}$ для обточенного колеса до значения диаметра $D_{об}$ можно с достаточной степенью точности произвести по формулам подобия.

$$\begin{cases} \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2 \\ \frac{Q_{об}}{Q} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2 \\ \frac{N_{об}}{N} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^5 \end{cases} \quad (4.6)$$

Для рабочих колес центробежных насосов при коэффициенте быстроходности $n_s < 150$ более точный результат получается при пересчете напорной характеристики по формулам:

$$\begin{cases} \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2 \\ \frac{H_{об}}{H} = \frac{D_{об}}{D} \end{cases} \quad (4.7)$$

Диаметр обточенного рабочего колеса насоса более просто можно определить, используя аналитическую зависимость напорной характеристики:

$$H = a - bQ^2.$$

Подставляя в это уравнение значения H и Q из (4.7), получим зависимость для определения искомого диаметра обточенного колеса:

$$D_{об} = D \sqrt{\frac{H_{об} + bQ_{об}^2}{a}} \quad (4.8)$$

Регулирование режима работы сети: дросселирование

Регулирование подачи задвижкой (дросселирование). На напорной стороне центробежного насоса всегда при монтаже устанавливается задвижка, которая выполняет запорно-регулирующие функции. С помощью этой задвижки можно изменять подачу насоса от 0 до Q_A . Рассмотрим сущность и экономичность, этого

метода регулирования, пользуясь характеристиками насоса и трубопровода (рисунок 4.1.4).

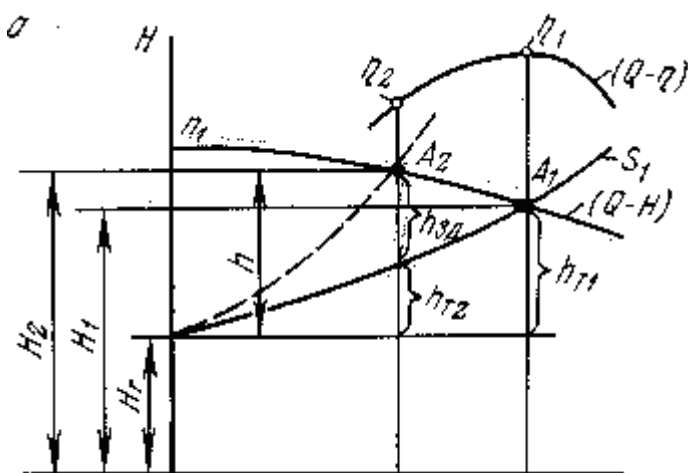


Рисунок 4.1.4 – Характеристики насоса и трубопровода при регулировании подачи дросселированием

При полностью открытой задвижке режимная точка A_1 будет находиться на пересечении характеристик трубопровода S_1 и насоса $Q - H$, подача насоса при этом определяется значением Q_{A1} . Отрезок h_{T1} представляет потерю напора на трение при движении жидкой среды со скоростью v_1 , соответствующей подаче Q_{A1} . При уменьшении подачи, предположим, до значения Q_{A2} необходимо частично прикрыть задвижку. Так как сопротивление задвижки входит в общее сопротивление трубопровода, значение последнего с прикрытием задвижки возрастает и характеристика трубопровода пойдет круче и займет новое положение S_2 . Напорная характеристика насоса $Q - H$ будет занимать прежнее положение, так как частота вращения рабочего колеса (n) осталась неизменной. Следовательно, при закрытии задвижки режимная точка перемещается по характеристике $Q - H$ подача жидкой среды насосом уменьшается и при значении ее Q_{A2} режимная точка займет положение A_2 . При подаче $Q_{A2} < Q_{A1}$, скорость потока в трубопроводе уменьшится, и потеря напора на трение будет определяться отрезком h_{T2} , насос же при подаче Q_{A2} создает напор H_2 . Следовательно, отрезок h_{3D} будет представлять потерю напора в задвижке.

Так как при прикрытии задвижки напор H_2 , создаваемый насосом, не полностью используется в сети, а часть его расходуется на преодоление сопротивления задвижки, то КПД насосной установки уменьшается. Мощность, теряемая при дросселировании, будет равна:

$$\Delta N = \frac{\rho g Q_{A2} h_{3D}}{1000 \eta_2},$$

где Q_{A2} – подача насоса при прикрытой задвижке, $\text{м}^3/\text{с}$;

h_{3D} – потеря напора в задвижке, м;

η_2 – КПД насоса при подаче Q_{A2} .

Таким образом, можно сделать вывод, что метод регулирования подачи с помощью задвижки относительно прост, но не экономичен, так как часть энергии, потребляемой насосом, гасится в задвижке сразу же на выходе жидкой среды из насоса. Поэтому рассмотренный метод рекомендуется использовать для регулирования подачи насосов малой и средней мощности. Регулировать подачу насоса можно задвижкой, установленной и на его всасывающей стороне. Однако дросселирование потока на всасывании может вызвать чрезмерное понижение давления, что приведет к возникновению кавитации и срыву работы насоса. Этот метод в практике, как правило, не используется.

Параллельная и последовательная работа насосов на сеть

Параллельная работа насосов. Необходимым условием для слияния двух или более напорных потоков жидкой среды является равенство их энергий в месте слияния, в противном случае поток с меньшим напором будет вытесняться потоком, напор которого больше. Таким образом, условием параллельной работы двух или нескольких насосов с одинаковыми или различными подачами на общий трубопровод будет равенство их напоров, т.е.

$$H_1 = H_2 = \dots = H_n \quad (4.9)$$

Чтобы найти режимную точку параллельно работающих насосов в общий трубопровод, необходимо построить суммарную напорную характеристику, пересечение которой с характеристикой трубопровода и определит положение режимной точки.

На рисунке 4.1.5 приведены характеристика трубопровода S , характеристики разнотипных насосов I и II и построенная их суммарная напорная характеристика $(Q - H)_{1+2}$.

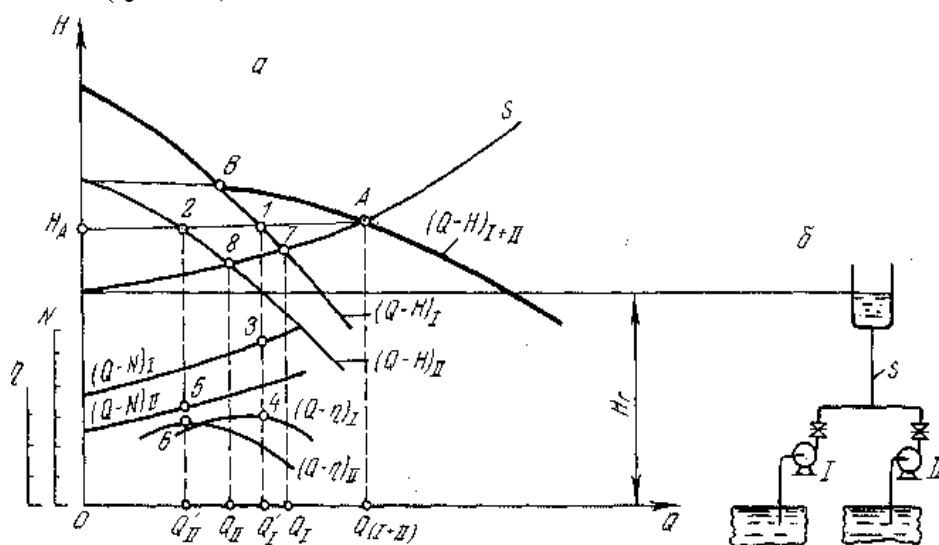


Рисунок 4.1.5 – Построение суммарной характеристики при параллельной работе двух разнотипных насосов.

На основании условия (4.1.5) началу совместной параллельной работы насосов соответствует точка B . Далее суммарная характеристика получается путем сложения абсцисс, выражающих подачи насосов при одинаковых напорах. Рабочей точкой параллельной работы насосов I и II в сети трубопроводов S является точка A , которая определяет суммарную подачу $Q_{(1+2)}$ при напоре H_A . Горизонтальная линия, проведенная из точки A , пересекает напорные характеристики насосов в точках 1 и 2, которым соответствуют подачи насосов Q'_1 и Q'_2 при работе их отдельно.

Из анализа характеристик следует, что если бы насосы в данный трубопровод подавали раздельно, то каждая из их подач Q_1 и Q_2 была бы больше. Эти подачи соответствуют точкам 7 и 8. Перпендикуляры, опущенные из точек 1 и 2 до пересечения с характеристиками $Q_1 - N$, $Q_2 - N$, $Q_1 - \eta$ и $Q_2 - \eta$, определяют соответственно мощности (точки 3 и 5) и КПД (точки 4 и 6) насосов при их совместной работе.

При совместной параллельной работе насосов достигается увеличение подачи и напора. Напор при совместной работе насосов H_A больше каждого из напоров насосов, работающих индивидуально. Причем эффект увеличения подачи тем больше, чем характеристика сети будет положе. С увеличением крутизны характеристики трубопровода уменьшается эффект увеличения подачи и увеличивается суммарный напор.

На рисунке 4.1.6 показан графический способ определения параметров общей режимной точки A при параллельной работе трех одинаковых насосов при подаче в один трубопровод. Режимная точка определится пересечением суммарной напорной характеристики $(Q - H)_{1+2+3}$ с характеристикой трубопровода S . Общая подача $Q_A = 3Q_1$, где Q_1 – подача каждого из трех параллельно работающих насосов. КПД каждого насоса будет определяться точкой 3.

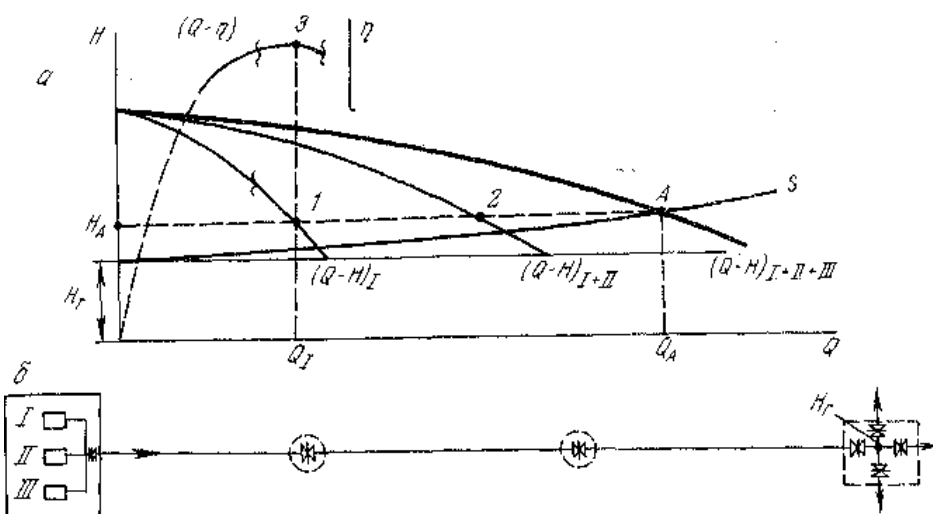


Рисунок 4.1.6 – Параллельная работа трех одинаковых насосов на один трубопровод: а) характеристики; б) схема трубопровода и насосной станции

Определение режимов при параллельной работе насосов аналитическим методом. Если m одинаковых насосов работают на общий трубопровод, то для получения их суммарной характеристики $(\Sigma Q - H)$ необходимо сложить их подачи при одинаковом напоре, для чего решим уравнения характеристик относительно Q и проведем сложение:

$$\begin{aligned} H &= a - bQ_1^2, \\ H &= a - bQ_2^2, \\ H &= a - bQ_m^2, \end{aligned}$$

где H – равный для всех параллельно работающих насосов напор;
 $Q_1 = Q_2 = Q_m$ – равные подачи параллельно работающих насосов.

$$Q_1 = Q_2 = Q_m = \sqrt{\frac{a-H}{b}}. \quad (4.10)$$

Суммарная абсцисса ΣQ при напоре H определится уравнением:

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_m = m \sqrt{\frac{a-H}{b}}, \quad (4.11)$$

где m – количество параллельно работающих насосов.

Решая уравнение (4.11) относительно H , приведем его к виду, аналогичному уравнению характеристики $(Q - H)$ для индивидуального насоса:

$$H = a - \frac{b}{m^2} (\Sigma Q)^2. \quad (4.12)$$

Выражение (4.12) является уравнением *суммарной напорной характеристики m параллельно работающих одинаковых насосов.*

КПД насосов подсчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N}.$$

Последовательная работа насосов. Последовательным называется такое включение, при котором напорный патрубок первого насоса соединяется со всасывающим патрубком второго насоса (рисунок 4.1.7, б).

Насосы соединяются последовательно для увеличения напора в сети.

На рисунке 4.1.7, а приведены характеристики трубопроводов S_1 и $S_1 + S_2$, характеристики разнотипных насосов 1 и 2 и построенная их суммарная напорная характеристика $(Q - H)_{1+2}$. Построение суммарной характеристики производится путем сложения ординат напоров насосов при одинаковых их подачах. Например, чтобы определить положение точки A_1 , принадлежащей суммарной характеристике насосов, необходимо при расходе Q_1 сложить отрезки $Q_1 - A_1$ и $Q_1 - B_1$. Повторяя аналогичные построения для других точек, получим суммарную характеристику $(Q - H)_{1+2}$.

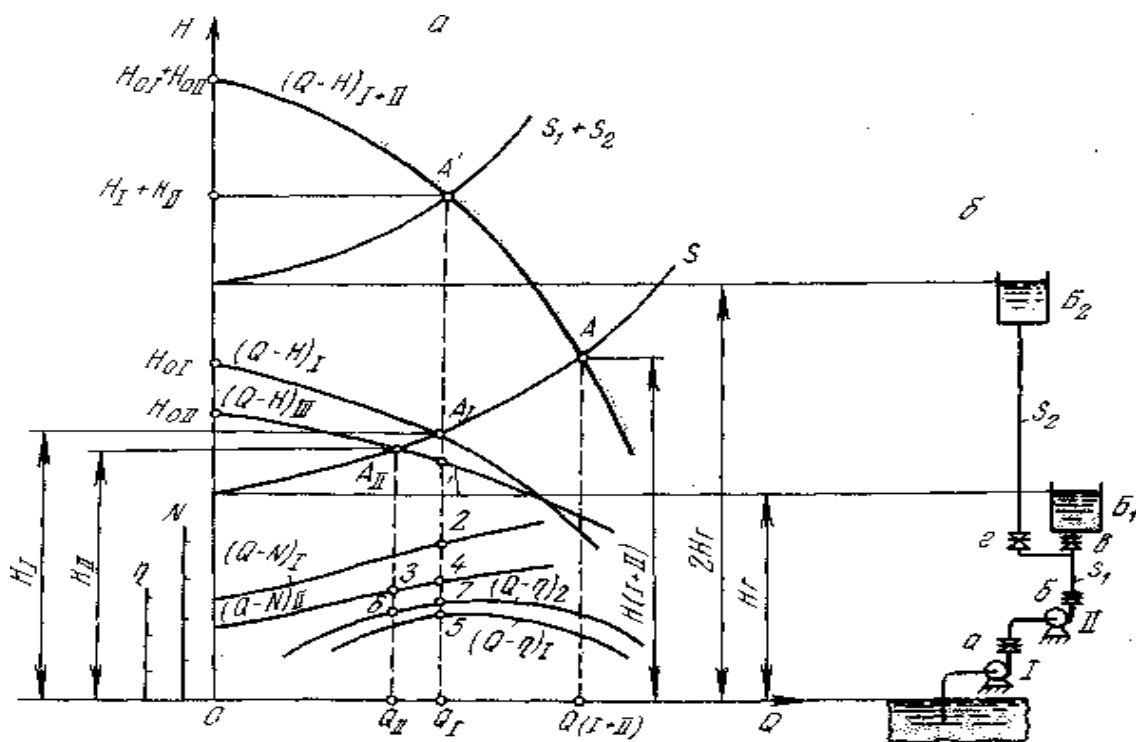


Рисунок 4.1.7 – Построение суммарной характеристики при последовательной работе двух различных насосов
 а) характеристики; б) схема установки

Каждый из насосов при индивидуальной работе на трубопровод с характеристикой S_1 (жидкая среда поступает в бак Б, задвижка г закрыта) развивал соответственно подачу Q_1 и Q_2 при напорах H_1 и H_2 . Мощность и КПД первого насоса характеризовались точками 2 и 5, а второго – 3 и 6. При последовательной работе насосов на трубопровод с характеристикой S , их совместный режим определяется рабочей точкой А, которая характеризуется подачей $Q_{(1+2)}$ и напором $H_{(1+2)}$. Из рассмотрения характеристик видно, что последовательное включение насосов приводит не только к увеличению напора. Суммарная подача возрастает также, если ее не ограничивать.

Если по условиям задачи требуется сохранить прежний расход (например, Q_1), но поднять жидкую среду на высоту, в два раза большую – $2H_1$ (жидкая среда поступает в бак Б при закрытой задвижке в), то характеристика сети трубопроводов изобразится кривой $S_1 + S_2$, а рабочая точка перейдет в положение A_1 этой точке соответствует подача насосов Q_1 при суммарном напоре $H_1 + H_2$. Мощность и КПД насоса 1 по-прежнему характеризуется точками 2 и 5, а насоса 2 – точками 4 и 7.

Последовательное соединение насосов на одной насосной станции в практике перекачки производится редко по следующим причинам: замена двух последовательно соединенных насосов одним (большим многоступенчатым), обеспечивающим суммарный напор, всегда экономически более целесообразна; для создания высоких напоров промышленностью выпускаются многоступенчатые насосы.

Устойчивость работы насоса в сети

Рассмотрим подачу воды при переменном значении H в водонапорную башню (рисунок 4.1.8). Если расход воды из напорного бака в сеть меньше, чем поступление ее в бак, то уровень H повышается, а подача насоса уменьшается. Переход от H_E до H_Γ , вызовет перемещение характеристики трубопровода в положение S_1 с рабочей точкой Б.

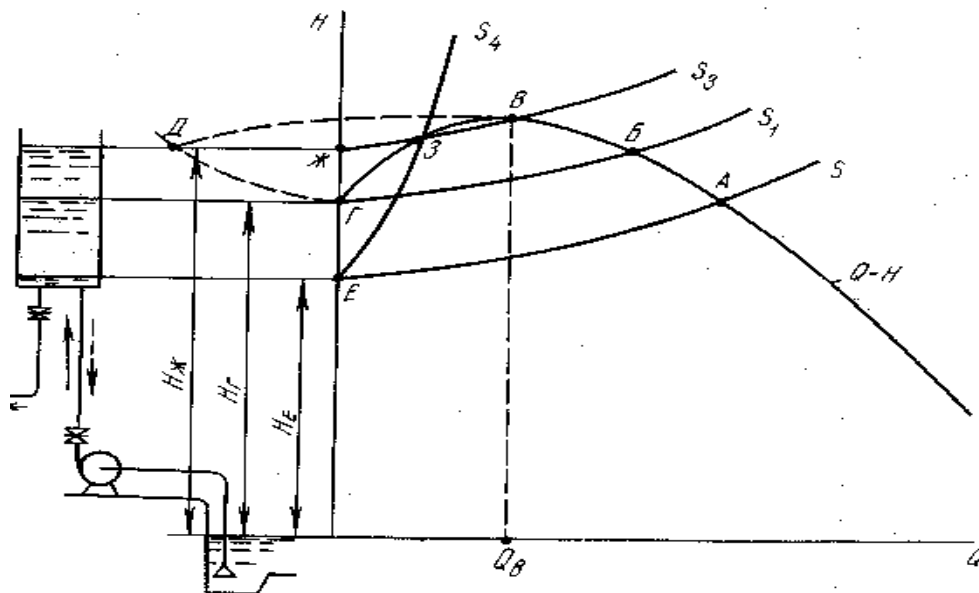


Рисунок 4.1.8 – К анализу неустойчивости работы насоса.

Повышение уровня может происходить только до значения $H_{Ж}$, так как при Q_B требуемый напор равен максимальному напору, развиваемому насосом. Но за счет инерции жидкой среды, движущейся в трубопроводе снизу вверх, уровень может достигать значений несколько больших, чем $H_{Ж}$, и тогда требуемый напор станет больше максимального напора насоса. Это вызовет очень быстрое изменение направления движения воды в трубопроводе, и рабочая точка В перейдет в точку Д, расположенную на отрицательной ветви характеристики насоса. Теперь вода уходит из напорного бака и в сеть и в нижний водоем, поэтому происходит понижение уровня, расход в сети уменьшается и рабочая точка Д переходит в точку Г, в которой $Q = 0$. Но при значении $Q = 0$ напор, развиваемый насосом, больше, чем требуемый, и поэтому почти мгновенно насос снова начинает подавать воду в напорный бак, а точка Г переходит в рабочую точку Б. В дальнейшем при изменении уровня H рассмотренное явление может повториться.

Таким образом, при наличии нисходящей ветви характеристики В – Г возможна неустойчивая работа насоса, которая за счет резких изменений направления движения воды сопровождается гидравлическими ударами, шумом и вибрацией всей установки. Подобное явление называется *помпажем*, и во

избежание его лопасти профилируются так, чтобы нисходящая ветвь характеристики отсутствовала.

Следует отметить, что в случае $H < H_{\Gamma}$ насос может работать устойчиво и на участке характеристики В – Г, если при этом требуемый напор будет равен напору, развиваемому насосом. Если, например, с уменьшением расхода в магистрали прикрывать задвижку, установленную после насоса, то можно получить характеристику трубопровода S_4 с рабочей точкой 3. В ней $H_{\text{тр}} = H_{\text{нас}}$, потому что количество воды, поступающее в бак, равно расходу в сети, т.е. соблюдается равновесие H и Q в сети и насосе. Следовательно, в таком случае работа насоса устойчивая.

Тема 5.1 Основы положения теории силового потока

Гидромеханическими передачами называют передачи, у которых мощность ведущего вала передается ведомому валу двумя путями: одна часть мощности – через гидродинамическую передачу, другая – через механическую передачу. Для разветвления мощности ведущего вала и суммирования ее на ведомом валу служат планетарные дифференциальные передачи. Более высокий КПД ветви, по которой мощность передается через механическую передачу, по сравнению с ветвью, по которой мощность передается через гидродинамическую передачу, приводит к более высокому КПД гидромеханической передачи по сравнению с гидродинамической.

Гидродинамическая и механическая передачи составляют силовую часть передачи. В передачу входят также обслуживающие и управляющие системы:

– Система охлаждения и питания предназначенная для охлаждения циркулирующей внутри гидродинамической передачи рабочей жидкости, а также в компенсации утечек жидкости через уплотнения. Кроме того, система питания, создавая повышенное давление в рабочей полости гидротрансформатора, препятствует возникновению кавитации.

– Система управления обеспечивает управление ступенчатой коробки передач, если она применяется в качестве механической передачи. Если коробка автоматизированная, то в систему управления включается автомат.

Основные преимущества и недостатки гидромеханических передач по сравнению с механическими передачами (зубчатыми):

1) Главное преимущество – это непрерывность и автоматичность регулирования крутящего момента двигателя, что является основным требованием, предъявляемым к силовым передачам транспортных машин.

2) Управление машиной значительно упрощается и сводится к двум операциям: управлению подачи топлива и управлению механизмом поворота.

3) Гидротрансформатор (основная часть гидромеханической передачи) конструктивно прост и надежен в работе. Износу в нем подвергаются лишь подшипники качения, воспринимающие осевые нагрузки, уплотнения и механизм свободного хода. Рабочие органы (лопастная система) не изнашиваются. Гидротрансформатор обладает высокой энергоемкостью, так как передаваемая им мощность является функцией его диаметра в пятой степени.

4) Поток мощности, идущий от двигателя к ведущим колесам машины, при изменении скорости ее движения не претерпевает разрыва, как это имеет место в зубчатых силовых передачах, что обеспечивает плавное движение машины и отсутствие ударных нагрузок в гидромеханической передаче, а также в двигателе. Гидротрансформатор при этом работает бесшумно.

5) Машины с гидромеханической передачей обладают лучшей проходимостью на мягких грунтах, а также на крутых подъемах.

б) В машинах с этой передачей меньше динамические нагрузки, вызванные крутильными колебаниями, так как гидротрансформатор является демпфером, который гасит эти колебания.

7) Испытания показали, что при прочих равных условиях средние скорости движения машин с гидромеханической передачей выше, чем со ступенчатой коробкой передач.

Недостатки машин с гидромеханической передачей:

1) Максимальный КПД механической силовой передачи составляет примерно 0,85 – 0,9, а гидромеханической передачи он равен 0,75 – 0,85. Это вызывает некоторый перерасход топлива, составляющий в среднем 5 – 8%.

2) Гидромеханическая передача требует специальной системы питания и охлаждения, что, в свою очередь, приводит к некоторому усложнению машины. Схемы гидромеханических передач с разветвлением силового потока могут выполняться с разветвлением силового потока в механической (внешнее разветвление) и гидродинамической (внутреннее разветвление) передачах.

Характеристики таких передач подобны характеристикам гидродинамических передач. В гидромеханических передачах в большинстве случаев применяются планетарные дифференциальные механизмы.

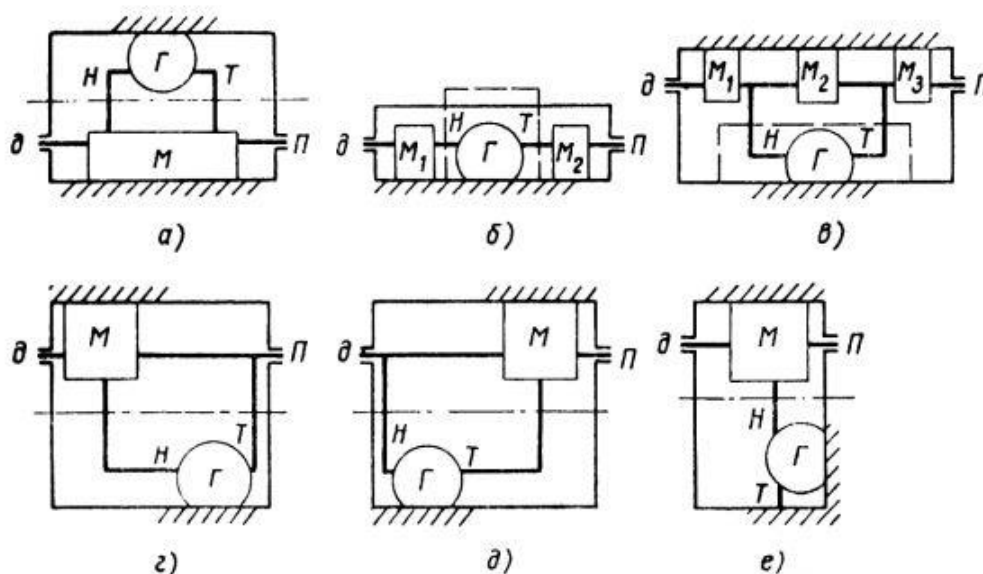


Рисунок 5.1.1 – Конструктивные схемы гидромеханических передач
 а) общий случай; б) последовательная; в) кинематически замкнутая;
 г) с разветвлением на выходе; д) с разветвлением на входе; е) с гидротормозом;
 М – механическая передача; Г – гидротрансформатор; Д – двигатель;
 П – потребитель

Задачей расчета обычно является выбор схемы и передаточных чисел механической передачи при определенной характеристике гидротрансформатора. В связи с этим расчет производится с использованием

безразмерной характеристики гидротрансформатора и уравнений связи между кинематическими и силовыми параметрами механической передачи.

Рассматривая гидротрансформатор как механизм с двумя валами (реактор жестко соединен с неподвижным корпусом), можно представить различные способы соединения этих валов с планетарными механизмами (рисунок 5.1.1, а – е).

Схема (рисунок 5.1.1, б) представляет собой последовательное соединение гидротрансформатора и механической передачи. В схеме (рисунок 5.1.1, в) механический редуктор устанавливает постоянное передаточное отношение между насосом и турбиной, а схема (рисунок 5.1.1, е) представляет собой передачу с гидротормозом. В большинстве случаев применяются схемы (рисунок 5.1.1, г) с разветвлением потока на выходе и с разветвлением на входе (рисунок 5.1.1, д).

Рассмотрим эти схемы более подробно.

В схеме (рисунок 5.1.2, а) мощность подводится одновременно к насосу гидротрансформатора и к солнечной (главной малой) шестерне 3 планетарной передачи. Солнечная шестерня находится в зацеплении с сателлитом 4. Мощность турбины гидротрансформатора передается тому же сателлиту через коронную (большую главную) шестерню 5. Таким образом, сателлит 4 суммирует обе мощности и через водило 6 передает суммарную мощность ведомому валу 2.

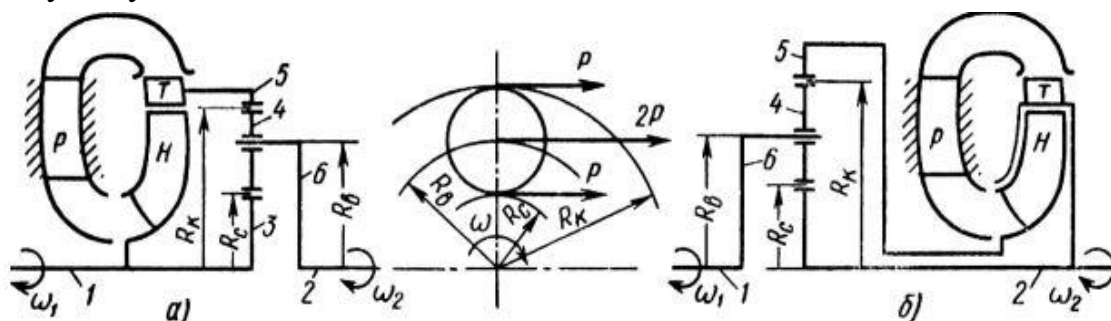


Рисунок 5.1.2 – Наиболее распространённые конструктивные схемы гидромеханических передач

- а) суммирующий планетарный ряд; б) разделительный планетарный ряд
 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – солнечная шестерня; 4 – сателлит;
 5 – коронная шестерня; 6 – водило

В схеме (рисунок 5.1.2, б) мощность подводится к водилу 6 сателлита 4. Сателлит передает мощность одновременно насосу гидротрансформатора (через коронную шестерню 5) и ведомому валу 2 через солнечную шестерню 3. Мощность турбины гидротрансформатора передается также ведомому валу 2.

Тема 5.2 Назначение и принцип действия гидравлических приводов

Структурная схема гидропривода

Гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости, находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Гидроприводы могут быть двух типов: *гидродинамические* и *объемные*. В гидродинамических приводах используется в основном кинетическая энергия потока жидкости. В объемных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости.

Объемный гидропривод состоит из гидропередачи, устройств управления, вспомогательных устройств и гидрочиний (рисунок 5.2.1).

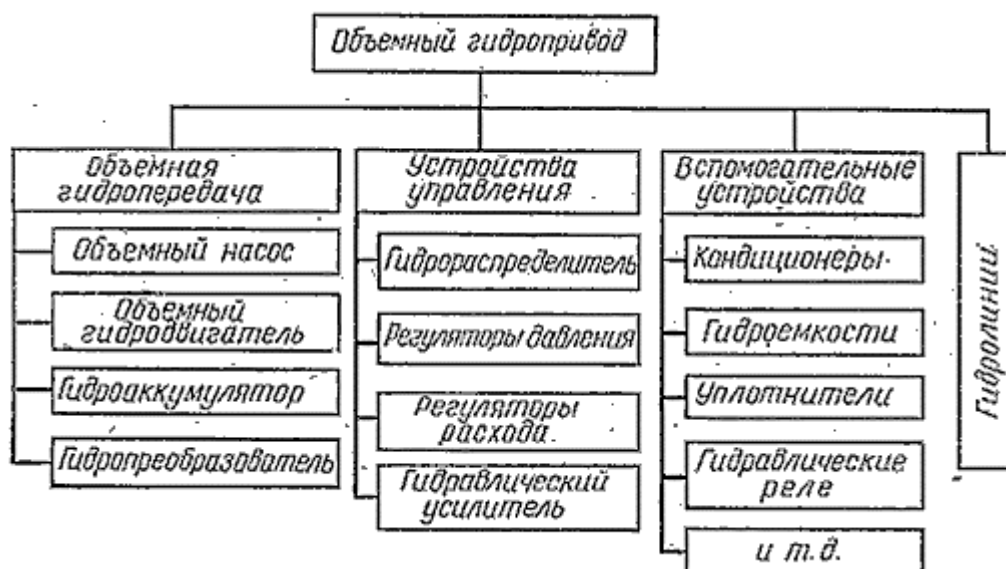


Рисунок 5.2.1 – Схема объемного гидропривода

Объемная гидропередача, являющаяся силовой частью гидропривода, состоит из *объемного насоса* (преобразователя механической энергии приводящего двигателя в энергию потока рабочей жидкости) и *объемного гидродвигателя* (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена).

В состав некоторых объемных гидропередач входит *гидроаккумулятор* (гидрочемкости, предназначенные для аккумуляирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего ее использования для приведения в работу гидродвигателя). Кроме того, в состав гидропередач могут входить также *гидропреобразователи* – объемные гидромашины для

преобразования энергии потока рабочей жидкости с одними значениями давления P и расхода Q в энергию другого потока с другими значениями P и Q .

Устройства управления предназначены для управления потоком или другими устройствами гидропривода. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме, а также изменение направления движения потока рабочей жидкости. К устройствам управления относятся:

– *гидрораспределители*, служащие для изменения направления движения потока рабочей жидкости, обеспечения требуемой последовательности включения в работу гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т.д.;

– *регуляторы давления* (предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны), предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости в гидросистеме;

– *регуляторы расхода* (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны), с помощью которых управляют потоком рабочей жидкости;

– *гидравлические усилители*, необходимые для управления работой насосов, гидродвигателей или других устройств управления посредством рабочей жидкости с одновременным усилением мощности сигнала управления.

Вспомогательные устройства обеспечивают надежную работу всех элементов гидропривода. К ним относятся: *кондиционеры рабочей жидкости* (фильтры, теплообменные аппараты и др.); *уплотнители*, обеспечивающие герметизацию гидросистемы; *гидравлические реле давления*; *гидроемкости* (гидробаки и гидроаккумуляторы рабочей жидкости) и др.

Состав вспомогательных устройств устанавливается исходя из назначения гидропривода и условий, в которых он эксплуатируется.

Гидролинии (трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения) предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы объемного гидропривода. В зависимости от своего назначения гидролинии, входящие в общую гидросистему, подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объемные гидроприводы можно классифицировать по нескольким признакам.

1. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:

– *гидропривод вращательного движения* (рисунок 5.2.2, а), когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;

– гидропривод поступательного движения (рисунок 5.2.2, б, в), у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр – двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);

– гидропривод поворотного движения (рисунок 5.2.2, г), когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360.

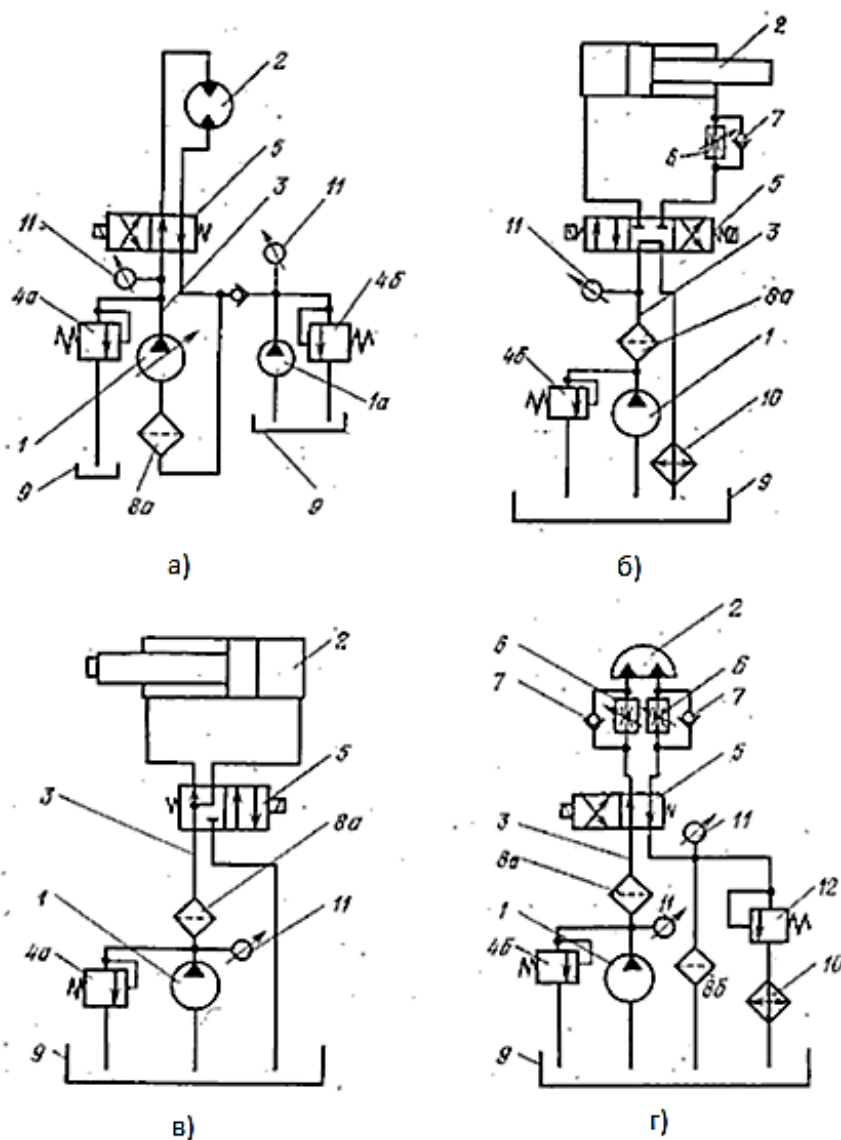


Рисунок 5.2.2 – Варианты принципиальных схем гидроприводов
 а – с объемным регулированием; б – с дроссельным регулированием;
 в – нерегулируемый; г – с дроссельным регулированием рабочего и холостого
 ХОДОВ

2. По возможности регулирования:

– *регулируемый гидропривод*, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому

закону. В свою очередь регулирование может быть дроссельным (рисунок 5.2.2, б, г), объемным (рисунок 5.2.2, а), объемно-дроссельным или изменением скорости двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим. Регулированию гидропривода будет посвящена отдельная лекция;

– *нерегулируемый гидропривод*, у которого нельзя изменить скорость движения выходного звена гидropередачи в процессе эксплуатации.

3. По схеме циркуляции рабочей жидкости:

– *гидропривод с замкнутой схемой циркуляции* (рисунок 5.2.2, а), в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;

– *гидропривод с разомкнутой системой циркуляции* (рисунок 5.2.2, б, в, г), в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы – хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допустимыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

4. По источнику подачи рабочей жидкости:

– *насосные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящих в состав этих гидроприводов;

– *аккумуляторные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов;

– *магистральные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

5. По типу приводящего двигателя гидроприводы могут быть с электроприводом, приводом от ДВС, турбин и т.д.

Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля, по которому всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в остальные ее точки без изменения (рисунок 5.2.2).

Насосом 1 рабочая жидкость подается в напорную гидролинию 3 и далее через распределитель 5 к гидродвигателю 2. При одном положении гидрораспределителя совершается рабочий ход гидродвигателя, а при другом положении – холостой. Из гидродвигателя жидкость через распределитель поступает в сливную гидролинию и далее или в гидробак 9, или во всасывающую гидролинию насоса (в гидроприводах с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, рисунок 5.2.2, а). В резервуаре жидкость охлаждается и снова поступает в гидросистему. Надежная работа гидропривода возможна только при соответствующей очистке рабочей жидкости фильтрами 8.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя может быть дроссельным или объемным. При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель 6. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

Защита гидросистемы от чрезмерного повышения давления обеспечивается предохранительным 4а или переливным 4б клапанами, которые настраиваются на максимально допустимое давление. Если нагрузка на гидродвигатель возрастает сверх установленной, то весь поток рабочей жидкости будет идти через предохранительный или переливной клапаны, минуя гидродвигатель. Контроль за давлением на отдельных участках гидросистемы осуществляется по манометрам 11.

Работа гидроагрегатов сопровождается утечками рабочей жидкости. В гидросистемах с замкнутой циркуляцией утечки компенсируются специальным подпитывающим насосом 1а (рисунок 5.2.2, а).

Широкое распространение гидропривода объясняется тем, что этот привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин. Вот основные из них.

1. *Бесступенчатое регулирование* скорости движения выходного звена гидропередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей. Минимальная угловая скорость вращения вала гидромотора может составлять 2...3 об/мин.

2. *Небольшие габариты и масса.* Время разгона, благодаря меньшему моменту инерции вращающихся частей не превышает долей секунды в отличие от электродвигателей, у которых время разгона может составлять несколько секунд.

3. *Частое реверсирование движения выходного звена гидропередачи.* Например, частота реверсирования вала гидромотора может быть доведена до 500, а штока поршня гидроцилиндра даже до 1000 реверсов в минуту. В этом

отношении гидропривод уступает лишь пневматическим инструментам, у которых число реверсов может достигать 1500 в минуту.

4. *Большое быстроедействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость.* Механическая жесткость – величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость – относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.

5. *Автоматическая защита* гидросистем от вредного воздействия перегрузок благодаря наличию предохранительных клапанов.

6. *Хорошие условия смазки* трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность. Так, например, при правильной эксплуатации насосов и гидромоторов срок их службы доведен в настоящее время до 5...10 тыс. ч работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).

7. *Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-поворотные* без применения каких-либо механических передач, подверженных износу.

Говоря о преимуществах гидропривода, следует отметить простоту автоматизации работы гидрофицированных механизмов, возможность автоматического изменения их режимов работы по заданной программе.

Гидроприводу присущи и недостатки, которые ограничивают его применение. Основные из них следующие.

1. *Изменение вязкости применяемых жидкостей от температуры*, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов (особенно при отрицательных температурах).

2. *Утечки жидкости из гидросистем*, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидропередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях.

3. *Необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности* для достижения малых зазоров между подвижными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления.

4. *Взрыво- и огнеопасность* применяемых минеральных рабочих жидкостей.

5. *Невозможность передачи энергии на большие расстояния* из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и резкое снижение при этом КПД гидросистемы.

Со многими из этих недостатков можно бороться. Например, стабильность вязкости при изменении температуры достигается применением синтетических рабочих жидкостей. Окончательный выбор типа привода устанавливается при проектировании машин по результатам технико-экономических расчетов с учетом условий работы этих машин. Гидропривод, тем не менее, имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется создание значительной мощности, быстроедействие, позиционная точность исполнительных механизмов, компактность, малая масса, высокая надежность работы и разветвленность привода.

Тема 5.3 Рабочие жидкости (РЖ) гидропроводов

В гидроприводе рабочая жидкость является энергоносителем, благодаря которому устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода.

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидропроводов машин.

Минеральные масла получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Присадки могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу. Различают присадки антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

Водомасляные эмульсии представляют собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

Смеси различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

Синтетические жидкости на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д. негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря

на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения.

Выбор рабочих жидкостей для гидросистемы машины определяется:

- диапазоном рабочих температур;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструкционными материалами и материалами уплотнений;
- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностями засорения и т.д.).

Диапазон рекомендуемых рабочих температур находят по вязкостным характеристикам рабочих жидкостей. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости.

Нижний температурный предел определяется работоспособностью насоса, характеризующейся полным заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом. При безгаражном хранении машин в зимнее время вязкость жидкостей становится настолько высокой, что в периоды пуска и разогрева гидросистемы насос некоторое время не прокачивает рабочую жидкость. В результате возникает «сухое» трение подвижных частей насоса, кавитация, интенсивный износ и выход насоса из строя. Таким образом, при применении рабочих жидкостей в условиях отрицательных температур пуску гидропривода в работу должен непременно предшествовать подогрев рабочей жидкости.

Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса приведены в таблице 5.3.1.

Таблица 5.3.1 – Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	Значение вязкости (сСт) при температурном пределе		
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80...0,85
Шестеренный	4500...5000	1380...1250	16...18
Пластинчатый	4000...4500	680...620	10...12
Аксиально-поршневой	1800...1600	570...530	6...8

Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости. Утечки жидкости повышаются при увеличении давления, следовательно, было бы лучше применять рабочую жидкость с повышенной вязкостью. Но при этом будут увеличиваться гидравлические потери, и снижаться КПД гидропривода. Аналогичное влияние оказывает на рабочую жидкость скорость движения исполнительных механизмов. В настоящее время нет научно обоснованных рекомендаций по выбору рабочих жидкостей в зависимости от давления и скорости движения исполнительного механизма. Однако отмечается стремление при больших давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при низких давлениях – пониженной вязкости.

При эксплуатации гидросистем необходимо создавать такие условия, при которых рабочая жидкость по возможности дольше сохраняла бы свои первоначальные свойства. Для этого необходимо: не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации рабочие жидкости; пользоваться чистым запорочным инвентарем; не допускать смешивания рабочей жидкости с водой; не допускать попадания в жидкость пыли, песка, стружки и других механических частиц. При этом необходимо: фильтровать жидкость перед ее заливкой; герметично закрывать резервуары, содержащие рабочую жидкость. При работе гидропривода в широком диапазоне температур рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. Необходимо также после первого периода работы гидропривода в течение 50...100 ч заменять рабочую жидкость для ее фильтрации и очистки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

Наиболее распространенными являются два сорта рабочих жидкостей – ВМГЗ и МГ-30. Они позволяют заменить более 30 сортов специальных масел – промышленных, турбинных, трансформаторных, дизельных, моторных, цилиндровых, веретенных и т.д.

Фильтры служат для очистки рабочей жидкости от содержащихся в ней примесей. Эти примеси состоят из посторонних частиц, попадающих в гидросистему извне (через зазоры в уплотнениях, при заливке и доливке рабочей жидкости в гидробак и т.д.), из продуктов износа гидроагрегата и продуктов окисления рабочей жидкости.

Механические примеси вызывают абразивный износ и приводят к заклиниванию подвижных пар, ухудшают смазку трущихся деталей гидропривода, снижают химическую стойкость рабочей жидкости, засоряют узкие каналы в регулирующей гидроаппаратуре.

Примеси задерживаются фильтрами (рисунок 5.3.1), принцип работы которых основан на пропуске жидкости через фильтрующие элементы (щелевые, сетчатые, пористые) или через силовые поля (сепараторы). В первом случае

примеси задерживаются на поверхности или в глубине фильтрующих элементов, во втором рабочая жидкость проходит через искусственно создаваемое магнитное, электрическое, центробежное или гравитационное поле, где происходит оседание примесей.

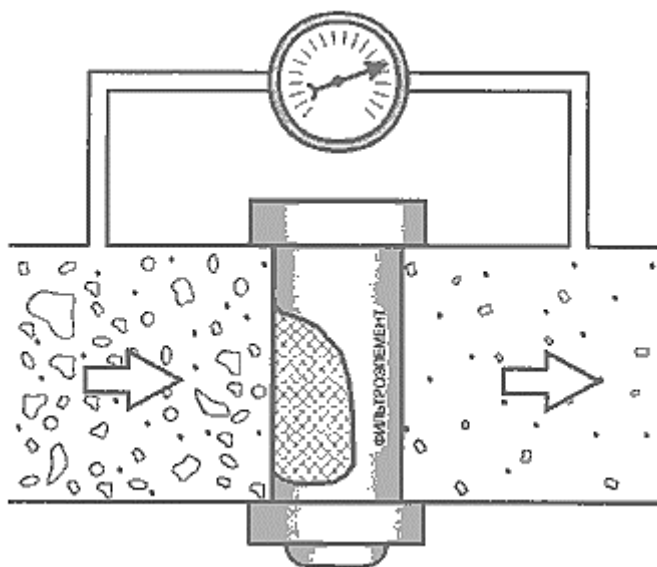


Рисунок 5.3.1 – Схема фильтрации рабочей жидкости

По тонкости очистки, т.е. по размеру задерживаемых частиц фильтры делятся на фильтры грубой, нормальной и тонкой очистки.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером до 0,1 мм (сетчатые, пластинчатые) и устанавливаются в отверстиях для заливки рабочей жидкости в гидробаки, во всасывающих и напорных гидрелиниях и служат для предварительной очистки.

Фильтры нормальной очистки задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (сетчатые, пластинчатые, магнитно-сетчатые) и устанавливаются на напорных и сливных гидрелиниях.

Фильтры тонкой очистки задерживают частицы размером менее 0,05 мм (картонные, войлочные, керамические), рассчитаны на небольшой расход и устанавливаются в ответвлениях от гидромагистралей.

В зависимости от мест установки фильтров в гидросистеме различают фильтры *высокого* и *фильтры* низкого давления. Последние можно устанавливать только на всасывающих или сливных гидрелиниях.

Сетчатые фильтры устанавливают на всасывающих и сливных гидрелиниях, а также в заливочных отверстиях гидробаков. Фильтрующим элементом является латунная сетка, размер ячеек которой определяет тонкость очистки рабочей жидкости. Сетка устанавливается в один и более слоев. Для уменьшения сопротивления фильтрующую поверхность делают как можно большей.

На рисунке 5.3.2. изображена конструкция сетчатого фильтра. Фильтр состоит из корпуса 1 с отверстиями для пропуска рабочей жидкости и обтянутого двумя слоями сетки 2. Торцевые поверхности фильтра закрыты двумя дисками 3. Через центральные отверстия дисков проходит стальная перфорированная труба 4, соединяемая с всасывающей трубой насосной установки.

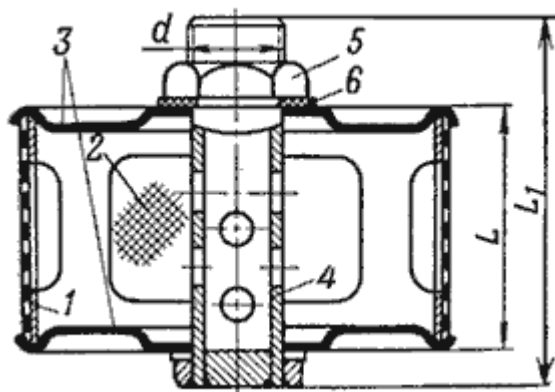


Рисунок 5.3.2 – Сетчатый фильтр

1 – корпус; 2 – сетка; 3 – диски; 4 – перфорированная трубка;
5 – гайка; 6 – прокладки

Проволочные фильтры имеют аналогичную конструкцию. Они состоят из трубы с большим количеством радиальных отверстий или пазов, на наружной поверхности которой навивается калибровочная проволока круглого или трапециевидного сечения. Зазор между рядами проволок определяет тонкость фильтрации рабочей жидкости (до 0,05 мм). Недостаток сетчатых и проволочных фильтров - трудность очистки фильтрующих элементов от скопившихся на их поверхности загрязнений.

Пластинчатые (щелевые) фильтры устанавливают на напорных и сливных гидролиниях гидросистем. Пластинчатый фильтр типа Г41 (рисунок 5.3.3) состоит из корпуса 1, крышки 2 и оси 3, на которой закреплен пакет фильтрующих элементов. Крышка, имеющая отверстия для подвода и отвода жидкости, крепится к корпусу болтами, а стык между ними уплотняется резиновым кольцом 4. Пакет фильтрующих элементов состоит из набора основных 5 и промежуточных пластин 6. Жидкость поступает в корпус фильтра и через щели между основными и промежуточными пластинами попадает во внутреннюю полость фильтра, образованную вырезами в основных пластинах. При протекании жидкости через щели содержащиеся в ней механические примеси задерживаются. Тонкость очистки зависит от толщины промежуточных пластин. В процессе эксплуатации фильтра щели засоряются. Для очистки служат скребки 7, укрепленные на шпильке 8. При повороте рукояткой оси 3 скребки, помещенные между основными и промежуточными пластинами, очищают слой загрязнений на входе в щели. При скапливании загрязнений на

дне корпуса производится их удаление через отверстие в нижней части корпуса 9. Такой сравнительно простой способ очистки является достоинством пластинчатых фильтров.

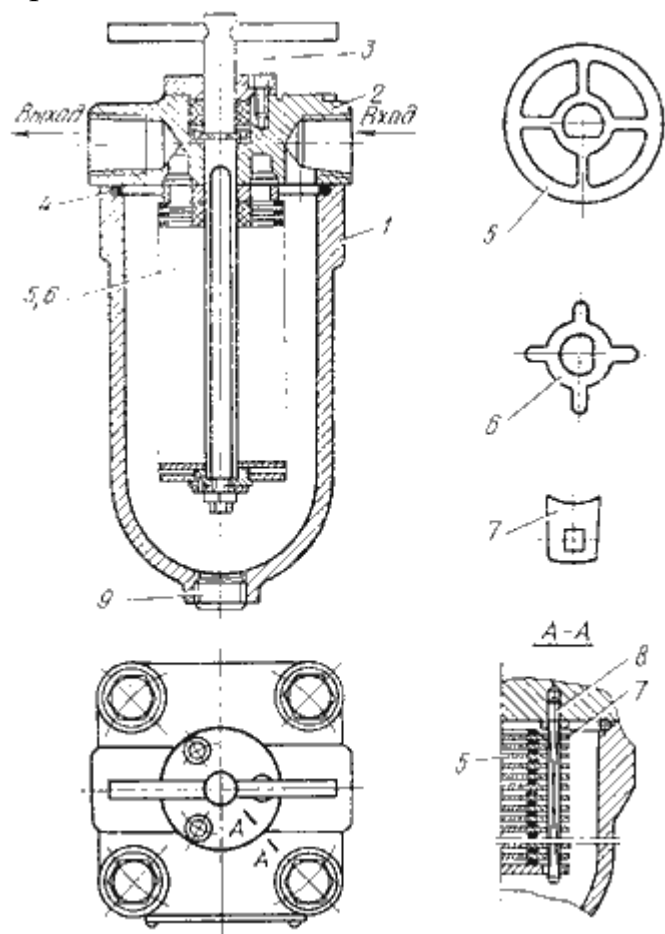


Рисунок 5.3.3 – Пластинчатый фильтр типа Г41

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – ось; 4 – резиновое кольцо; 5 – основные пластины; 6 – промежуточные пластины; 7 – скребки; 8 – шпилька; 9 – пробка

Пластинчатые фильтры Г41 выпускают на расход до 70 л/мин при перепаде давлений 0,1 и 0,2 МПа. В зависимости от типоразмера фильтров наименьший размер задерживаемых частиц составляет 0,08, 0,12 и 0,2 мм.

Сетчатые, проволочные и щелевые фильтры имеют небольшое сопротивление при протекании через них рабочей жидкости, но тонкость их очистки невелика.

Для улучшения очистки рабочей жидкости применяют фильтры тонкой очистки, которые имеют большое сопротивление и рассчитаны на небольшие расходы. Их устанавливают на ответвлениях от гидромагистралей. Во избежание быстрого засорения перед фильтрами тонкой очистки устанавливают фильтры грубой очистки.

В фильтрах тонкой очистки используют тканевые, картонные, войлочные и керамические фильтрующие элементы.

Фильтры с картонными и тканевыми элементами задерживают за один проход значительную (до 75%) часть твердых включений размером более 4 – 5 мкм. Схема такого фильтра с комбинированным элементом, состоящим из элементов тонкой 2 и грубой 1 очистки, представлена на рисунок 5.3.4. До открытия перепускного клапана 3 жидкость последовательно проходит через оба элемента (рисунок 5.3.4, а). При засорении элемента тонкой очистки открывается перепускной клапан 3, и жидкость через элемент грубой очистки поступает к выходному штуцеру, минуя элемент тонкой очистки (рис. 5.3.4, б).

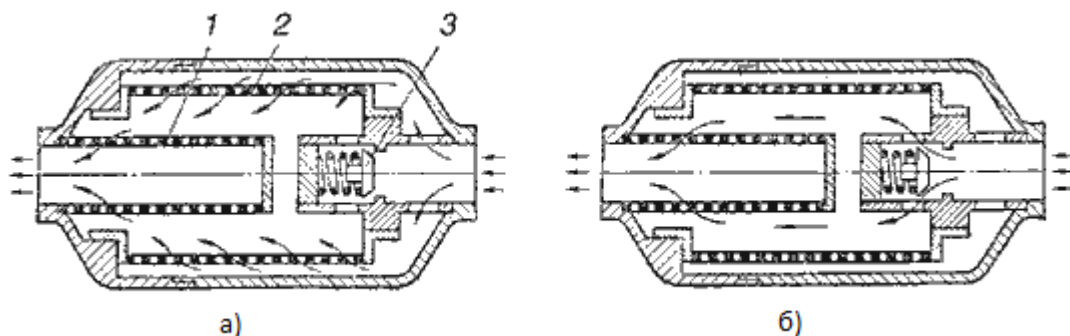


Рисунок 5.3.4 – Комбинированный фильтр из элементов грубой и тонкой очистки

Бумажный элемент обычно выполняется в виде цилиндра, стенки которого для увеличения фильтрующей поверхности собирают в складки той или иной формы (рисунок 5.3.5).

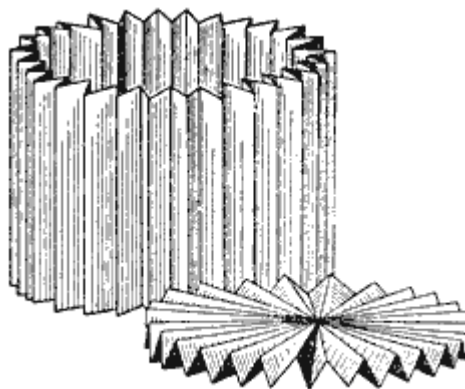


Рисунок 5.3.5 – Бумажный фильтроэлемент

Войлочные и металлокерамические фильтры относятся к фильтрам тонкой очистки. Их также называют глубинными, поскольку жидкость проходит через толщу пористого материала (наполнителя). Они имеют более высокую грязеемкость и сравнительно большой срок службы.

Широко распространены фильтры глубинного типа с наполнителями из пористых металлов и керамики, получаемые путем спекания металлических и неметаллических порошков. Схема пористой структуры металлокерамического

фильтроматериала представлена на рисунке 5.3.6. Жидкость очищается, протекая по длинным и извилистым каналам между шариками.

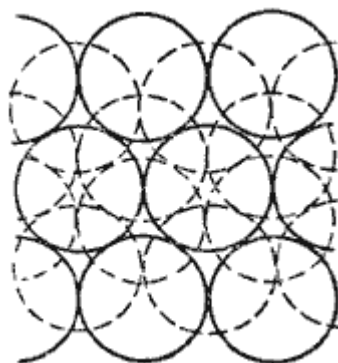


Рисунок 5.3.6 – Структура фильтроматериала из спеченных шариков

Войлочные фильтры (рисунок 5.3.7) состоят из корпуса 1, крышки 2 с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости, перфорированной трубы 3 с закрепленными на ней фильтрующими элементами в виде войлочных колец 4.

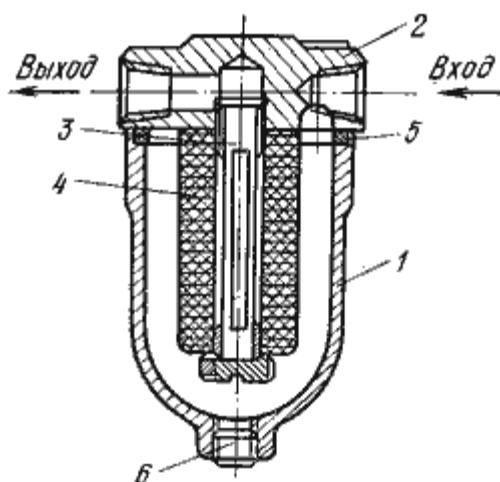


Рисунок 5.3.7 – Войлочный фильтр типа Г43

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – перфорированная труба;
4 – фильтрующие элементы

Сепараторы имеют неограниченную пропускную способность при малом сопротивлении. Принцип их работы основан на пропуске рабочей жидкости через силовые поля, которые задерживают примеси. В качестве примера на рисунке 5.3.8 приведена конструкция магнитного фильтра С43-3, предназначенного для улавливания ферромагнитных примесей. Фильтр состоит из корпуса 3, крышки 8 с ввернутой в нее латунной трубой 7 и магнитного уловителя. Уловитель включает круглую шайбу 4 с шестью отверстиями, в которые запрессованы постоянные магниты 9. От крышки фильтра магниты изолированы фибровой прокладкой 5. В нижней части трубы укреплена латунная

шайба 2, предназначенная для экранирования магнитного поля, создаваемого постоянными магнитами, и исключения его замыкания на корпус фильтра.

Содержащиеся в жидкости ферромагнитные примеси задерживаются на поверхности магнитов, а по мере необходимости удаляются из корпуса через отверстие, закрываемое пробкой 1.

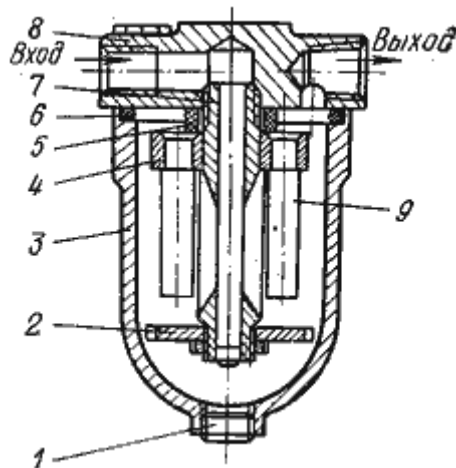


Рисунок 5.3.8 – Магнитный фильтр типа С43-3

1 – пробка; 2 – латунная шайба; 3 – корпус; 4 – шайба; 5 – прокладка;
6 – уплотнение; 7 – латунная труба; 8 – крышка; 9 – магниты

Установка фильтров в гидросистему

При выборе схемы установки необходимо учесть многие факторы:

- источник загрязнений;
- чувствительность элементов гидропривода к загрязнениям;
- режим работы машины;
- рабочее давление;
- регулярность и нерегулярность обслуживания;
- тип рабочей жидкости;
- условия эксплуатации.

Тема 5.4 Объемные насосы для гидроприводов

Насос – гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости.

Гидродвигатель – машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром*.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется *обратимой*.

Рабочий объем гидромашины в насосе – это объем жидкости вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе – объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным – *регулируемые*.

Гидролиния (магистраль) – как уже говорилось в лекции 2, это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали всасывающие, напорные, сливные и дренажные.

Производительность насоса (подача) – это отношение объема подаваемой жидкости ко времени.

Теоретическая производительность насоса Q_T – это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

Действительная производительность насоса Q_D уменьшается на величину Q_H из-за обратного течения жидкости в насосе из полости нагнетания в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду. Поэтому

$$Q_D = Q_T - Q_H,$$

а отношение

$$\frac{Q_D}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = \eta_{об.н.},$$

где $\eta_{об.н.}$ – объемный КПД насоса.

Объемные потери и объемный КПД гидромотора. При работе машины в режиме гидромотора в приемную его полость поступает жидкость под давлением от насоса. Объемные потери в гидромоторе сводятся в основном к утечкам жидкости через зазоры между сопрягаемыми элементами. Это приводит к тому, что подводимый объем жидкости $Q_{п}$ превышает теоретическое значение Q_T . Поэтому

$$\eta_{об.м.} = \frac{Q_T}{Q_{п}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_{п}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T + \Delta Q_M},$$

где ΔQ_M – величина утечек в гидромоторе (объемные потери).

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора. Фактическая мощность развиваемая гидромотором при данном перепаде давлений

$$N_{М\text{ факт}} = \Delta P q_M n_M \eta_M,$$

где q_M – рабочий объем гидромотора;

n_M – частота вращения гидромотора;

η_M – общий КПД гидромотора.

Выразив крутящий момент через теоретическую мощность $N_T = \Delta P q n$ и угловую скорость $\omega = 2\pi n$, получим теоретическую величину крутящего момента для гидромашины:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = \frac{N_T}{2\pi n} = \frac{Q_T \Delta P}{2\pi n}.$$

Шестеренные машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с^{-1} . В машиностроении шестеренные гидромашины применяются в системах с дроссельным регулированием.

Шестеренные насосы. Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рисунок 5.4.1, а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рисунок 5.4.1, б), трех- и более шестеренные насосы (рисунок 5.4.1, в).

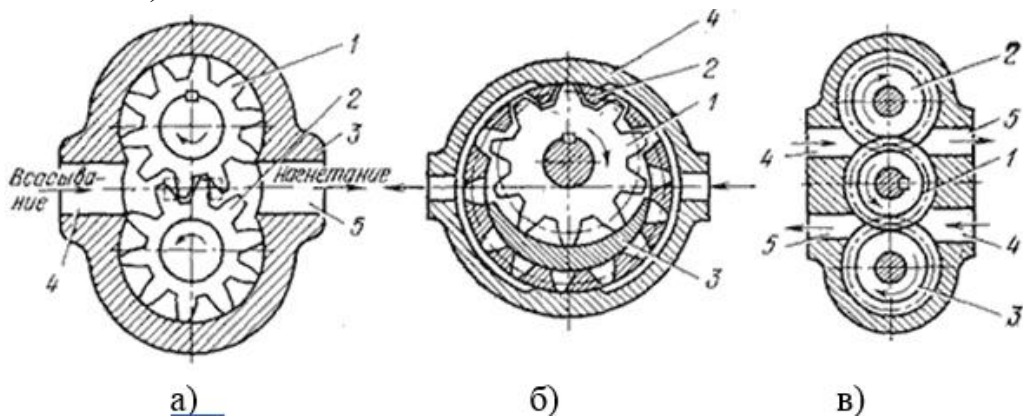


Рисунок 5.4.1 – Схемы шестеренных насосов
а – с внешним зацеплением; б – с внутренним зацеплением;
в – трехшестеренный

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рисунок 5.4.1, а) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

В общем случае подача шестеренного насоса определяется по формуле

$$Q = k \frac{D^2}{z} b n \eta_{об}.$$

где k – коэффициент, для некорригированных зубьев $k = 7$, для корригированных зубьев $k = 9,4$;

D – диаметр начальной окружности шестерни;

z – число зубьев;

b – ширина шестерен;

n – частота оборотов ведущего вала насоса;

$\eta_{об}$ – объемный КПД.

Шестеренный насос в разобранном состоянии представлен на рисунке 5.4.2. Шестеренный насос состоит из корпуса 8, выполненного из алюминиевого сплава, внутри которого установлены подшипниковый блок 2 с ведущей 1 и ведомой 3 шестернями и уплотняющий блок 5, представляющий собой другую половину подшипника. Для радиального уплотнения шестерен в центральной части уплотняющего блока имеются две сегментные поверхности, охватывающие с установленным зазором зубья шестерен. Для торцевого уплотнения шестерен служат две поджимные пластины 7, устанавливаемые в специальные пазы уплотняющего блока с обеих сторон шестерен. В поджимных пластинах и в левой части уплотняющего блока есть фигурные углубления под резиновые прокладки 6. Давлением жидкости из полости нагнетания пластины 7 прижимаются к торцам шестерен, благодаря чему автоматически компенсируется зазор, а утечки остаются практически одинаковыми при любом рабочем давлении насоса. Ведущая и ведомая шестерни выполнены заодно с цапфами, опирающимися на подшипники скольжения подшипникового и уплотняющего блоков. Одна из цапф ведущей шестерни имеет шлицы для соединения с валом приводящего двигателя. Насос закрывается крышкой 4 с уплотнительным резиновым кольцом 9. Приводной вал насоса уплотнен резиновой манжетой, закрепленной специальными кольцами в корпусе насоса.

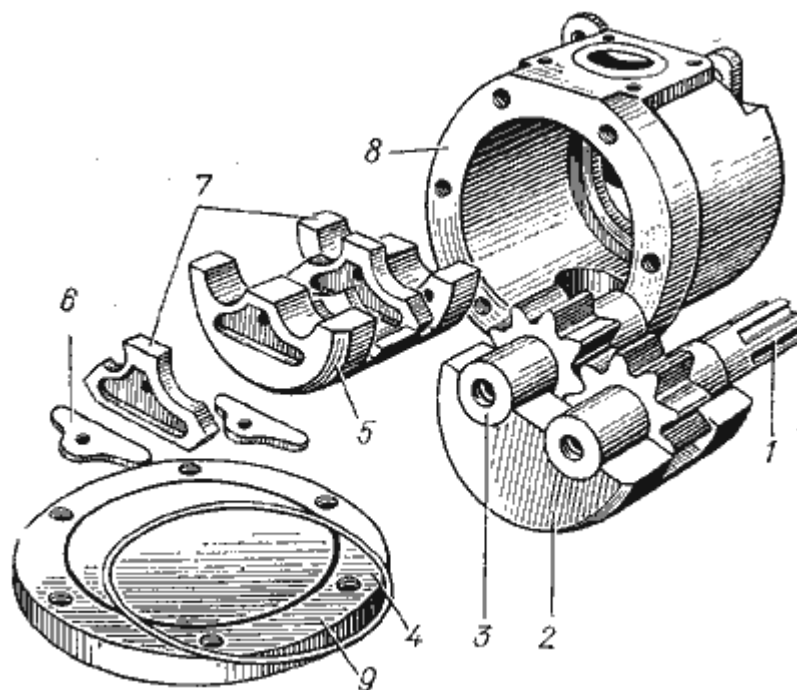


Рисунок 5.4.2 – Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (рисунок 5.4.1, б) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя

шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серпообразная перемычка 3, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса 4 в напорный трубопровод.

На рисунке 5.4.1, в приведена схема трехшестеренного насоса. В этом насосе шестерня 1 ведущая, а шестерни 2 и 3 – ведомые, полости 4 – всасывающие, а полости 5 – напорные. Такие насосы выгодно применять в гидроприводах, в которых необходимо иметь две независимые напорные гидролинии.

Равномерность подачи жидкости шестерным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев, тем меньше неравномерность подачи, однако при этом уменьшается производительность насоса. Для устранения зацемяжения жидкости в зоне контакта зубьев шестерен в боковых стенках корпуса насоса выполнены разгрузочные канавки, через которые жидкость отводится в одну из полостей насоса.

Шестеренные гидромоторы. Работа шестеренных гидромоторов осуществляется следующим образом. Жидкость из гидромагистрالی (рисунок 5.4.1, а) поступает в полость 4 гидродвигателя и, воздействуя на зубья шестерен, создает крутящий момент, равный

$$M_{кр} = k \frac{D^2 b}{2\pi z} \Delta P \eta_m,$$

где η_m – механический КПД гидромотора.

Конструктивно шестерные гидромоторы отличаются от насосов меньшими зазорами в подшипниках, меньшими усилиями поджатия втулок к торцам шестерен, разгрузкой подшипников от неуравновешенных радиальных усилий. Пуск гидромоторов рекомендуется производить без нагрузки.

Шестеренные машины являются обратимыми, т.е. могут быть использованы и как гидромоторы и как насосы.

Тема 5.5 Объемные гидродвигатели

В качестве исполнительных механизмов (гидродвигателей) применяются силовые цилиндры, служащие для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных и поворотных перемещений исполнительных механизмов. Гидроцилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные мембранные и сильфонные.

К механизмам с гибкими разделителями относятся мембраны, мембранные гидроцилиндры и сильфоны.

Мембраны (рисунок 5.5.1, а) применяют в основном при небольших перемещениях и небольших давлениях (до 1 МПа). Мембранный

исполнительный механизм представляет собой защемленное по периферии корпуса эластичное кольцо 1. При увеличении давления в подводящей камере 2 эластичное кольцо прижимается к верхней части корпуса 3, и шток 4, связанный с эластичным кольцом выдвигается. Обратный ход штока обеспечивает пружина 5.

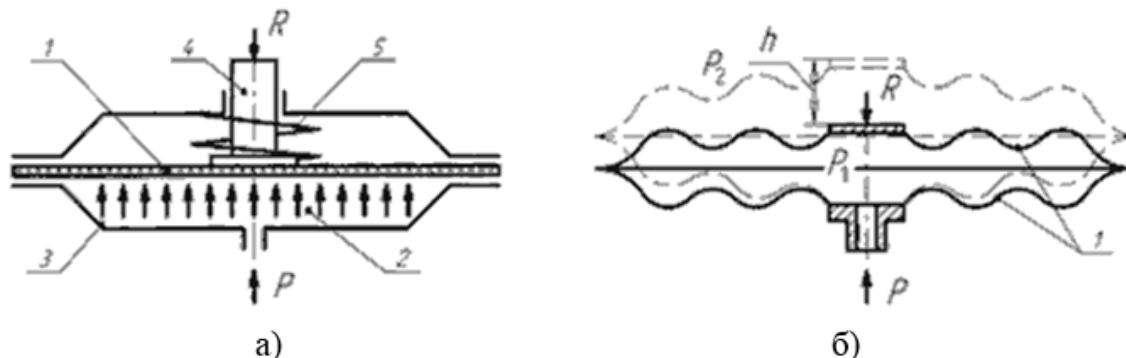


Рисунок 5.5.1 – Схемы мембран

а – плоская с эластичным кольцом; б – гофрированная металлическая

В гидропневмоавтоматике распространены также гофрированные металлические мембраны (рисунок 5.5.1, б). Деформация таких мембран происходит за счет разности давлений $\Delta P = P_1 - P_2$ и внешней нагрузки R .

Мембранные гидроцилиндры (рисунок 5.5.2) допускают значительны перемещения выходного звена – штока. При перемещении поршня 1 в направлении действия давления жидкости (рисунок 5.5.2, а) мембрана 3 перегибается, перекатываясь со стенок поршня 1 на стенки цилиндра 2, к которым она плотно поджимается давлением жидкости (рисунок 5.5.2, б). Обратный ход поршня происходит за счет пружины.

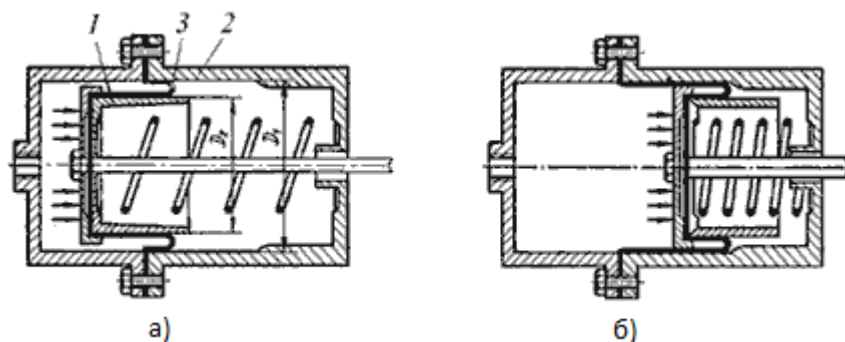


Рисунок 5.5.2 – Схемы работы мембранного гидроцилиндра

Сильфоны (рисунок 5.5.3, а) предназначены для работы при небольших давлениях (до 3 МПа). Их изготавливают из металлов и неметаллических материалов (резины или пластика). Металлические сильфоны бывают одно- и многослойные (до пяти слоев). Применение сильфонов оправдано в условиях высоких и низких температур, значение которых лимитируется материалом, из

которого изготовлен сиффон. Сиффоны могут быть цельные или сварные. Цельные изготавливают развальцовкой тонкостенной бесшовной трубы.

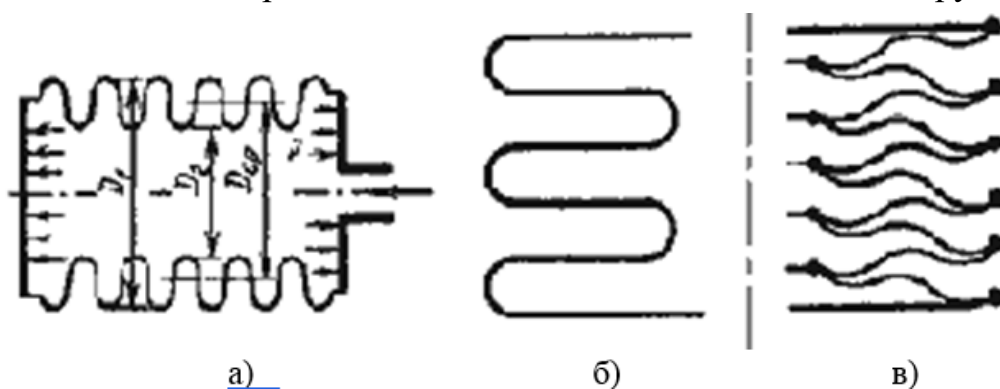
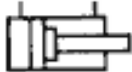
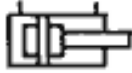
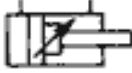
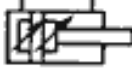


Рисунок 5.5.3 – Схема металлического сиффона
а – сиффон; б – цельная стенка; в – сварная стенка

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготавливают одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические (таблица 5.5.1).

Таблица 5.5.1 – Классификация гидроцилиндров

Гидроцилинда	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
1	2	3
Одностороннего действия	без указания способа возврата штока	
	с возвратом штока пружиной	
	плунжерный	
	телескопический	
Двухстороннего действия	с односторонним штоком	
	с двухсторонним штоком	
	телескопический	

1	2	3
С торможением	с постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	с постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	с регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рисунок 5.5.4).

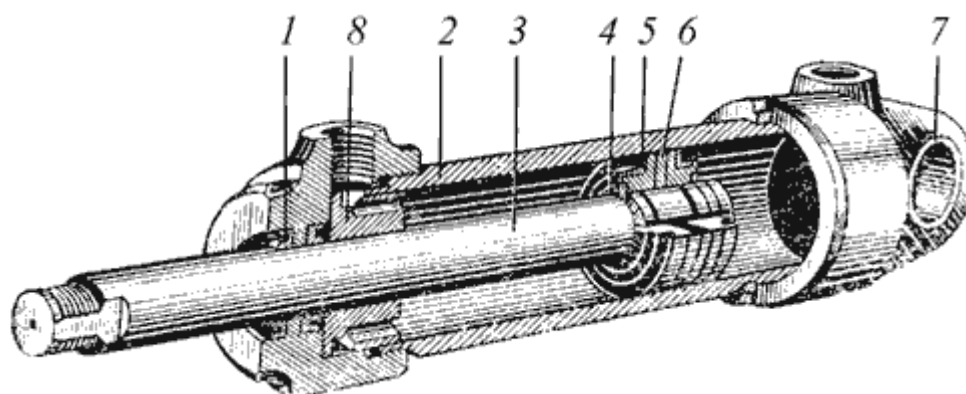


Рисунок 5.5.4 – Гидроцилиндр

1 – грязесъемник; 2 – гильза; 3 – шток; 4 – стопорное кольцо;
5 – манжета; 6 – поршень; 7 – проушина; 8 – грундбукса

Основой конструкции является гильза 2, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень 6, имеющий резиновые манжетные уплотнения 5, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток 3, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грундбукса 8. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязесъемником 1. Проушина 7 служит для подвижного закрепления гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.

У нормализованных цилиндров, применяющихся в строительных машинах, диаметр штока составляет в среднем $0,5 D$, ход поршня не превосходит $10D$. При большей величине хода и давлениях, превышающих 20 МПа, шток следует проверять на устойчивость от действия продольной силы.

Для уменьшения потерь давления диаметры проходных отверстий в крышках цилиндра для подвода рабочей жидкости назначают из расчета, чтобы скорость жидкости составляла в среднем 5 м/с, но не выше 8 м/с.

Ход поршня ограничивается крышками цилиндра. В некоторых случаях она достигает 0,5 м/с. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах строительных машин предотвращают *демпферы (тормозные устройства)*. Принцип из действия большинства из них основан на запираии небольшого объема жидкости и преобразования энергии движущихся масс в механическую энергию жидкости. Из запертого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения.

На рисунке 5.5.5. представлены типичные схемы демпферных устройств.

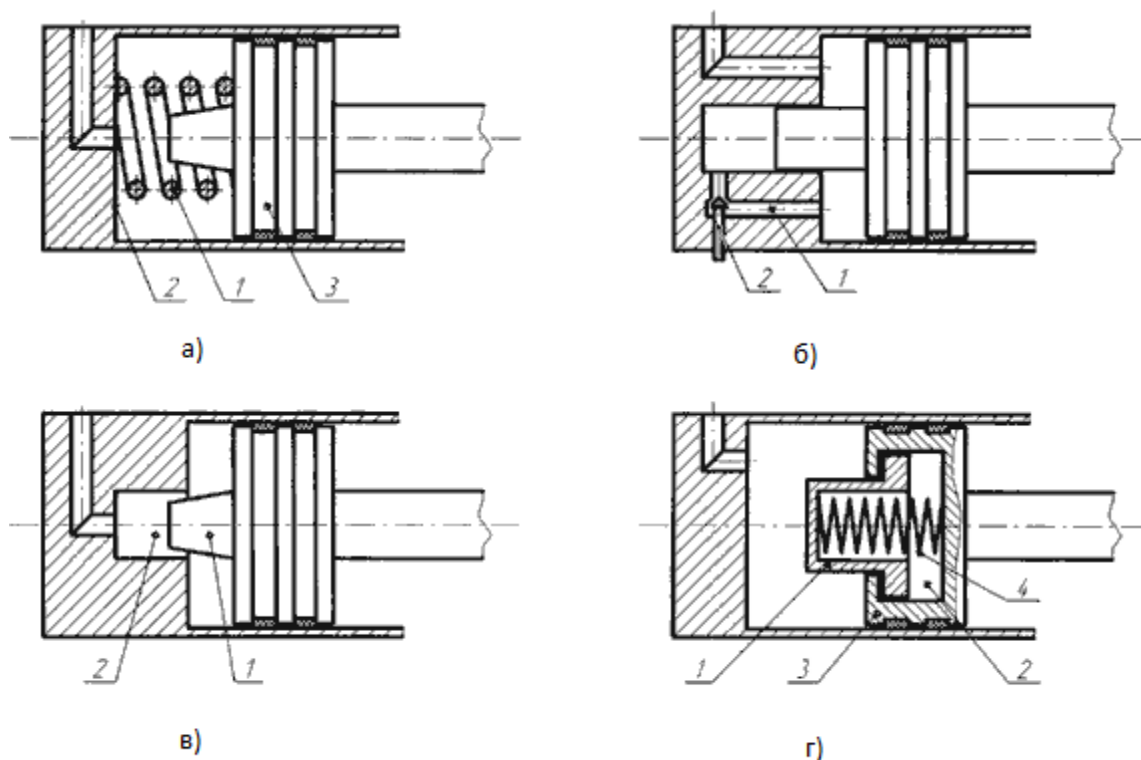


Рисунок 5.5.5 – Принципиальные схемы демпферов

- а – пружинный демпфер; б – демпфер с ложным штоком;
в – демпфер регулируемый с отверстием; г – гидравлический демпфер

Пружинный демпфер (рисунок 5.5.5, а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода.

Демпфер с ложным штоком (рисунок 5.5.5, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и выточку 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель. Если ложный шток выполнен в виде конуса, то эта щель уменьшается по мере достижения поршнем конца своего хода. При этом сопротивление движению жидкости возрастает, а инерция, ускорение и скорость движения поршня уменьшаются.

Регулируемый демпфер с отверстием (рисунок 5.5.5, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в выточке крышки цилиндра жидкость вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

Гидравлический демпфер (рисунок 5.5.5, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть предусмотрено устройство выточки. В гидравлическом демпфере в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S .

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рисунок 5.5.6).

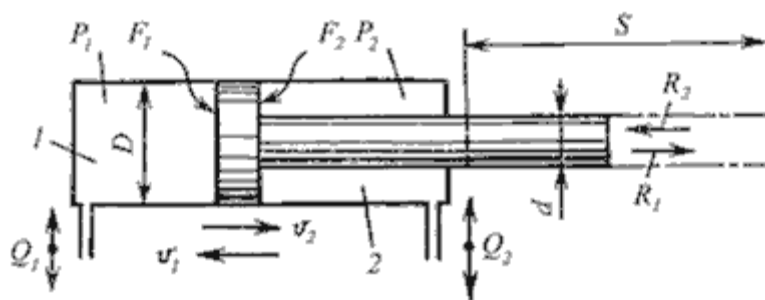


Рисунок 5.5.6 – Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

– площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \text{ и } F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

Усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно:

$$R_1 = F_1 P_1 k_{тр} \text{ и } R_2 = F_2 P_2 k_{тр},$$

где $k_{тр} = 0,9 \dots 0,98$ – коэффициент, учитывающий потери на трение.

Скорости перемещения поршня:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2} \text{ и } v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}$$

Расчеты на прочность. Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

В зависимости от соотношения наружного D_H и внутреннего D диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых $\frac{D_H}{D} > 1,2$, а тонкостенными – цилиндры, у которых $\frac{D_H}{D} \leq 1,2$.

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + P_y(1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y(1 + \mu)}} - 1 \right],$$

где P_y – условное давление, равное $(1,2 \dots 1,3)P$;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение, Па (для чугуна $2,5 \cdot 10^7$, для высокопрочного чугуна $4 \cdot 10^7$, для стального литья $(8 \dots 10) \cdot 10^7$, для легированной стали $(15 \dots 18) \cdot 10^7$, для бронзы $4,2 \cdot 10^7$);

μ – коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), равный для чугуна 0, для стали 0,29; для алюминиевых сплавов 0,26...0,33; для латуни 0,35.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y D}{2,3[\sigma] - P_y}.$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для $D = 30 \dots 180$ мм припуск принимают равным 0,5...1 мм.

Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = 0,433 d_k \sqrt{\frac{P_y}{[\sigma]}}$$

где d_k – диаметр крышки.

Диаметр штока, работающего на растяжение и сжатие соответственно

$$d = \sqrt{\frac{4R}{\pi[\sigma_p]}} \text{ и } d = D \sqrt{\frac{R}{[\sigma_c]}}$$

где $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ – допускаемы напряжения на растяжение и сжатие штока.

Штоки, длина которых больше 10 диаметров («длинные» штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера

$$\frac{R}{f} < \sigma_{кр},$$

где $\sigma_{кр}$ – критическое напряжение при продольном изгибе;

f – площадь поперечного сечения штока;

Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров

$$d_б = D \sqrt{\frac{P}{1,2n[\sigma_p]}}$$

где n – число болтов.

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360°, применяют *поворотные гидродвигатели* (рисунок 5.5.7), которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена.

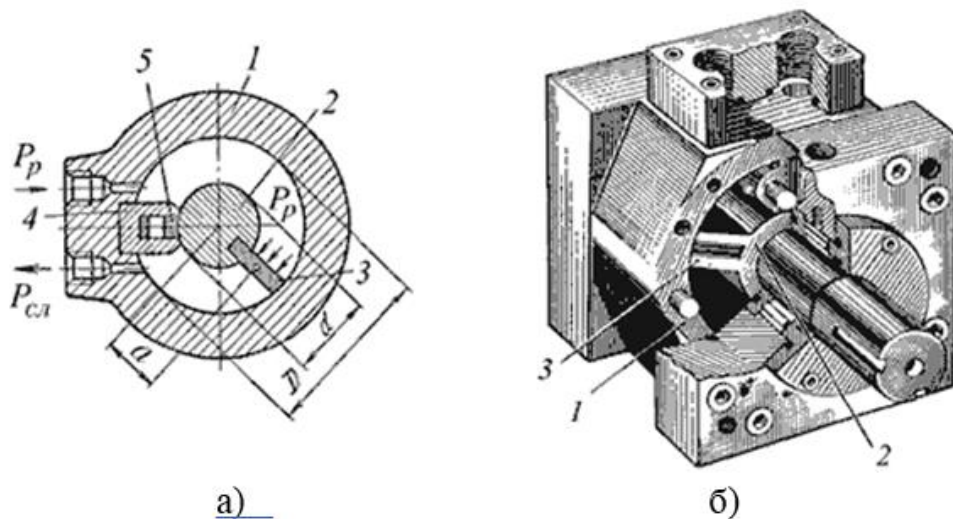


Рисунок 5.5.7. Поворотный однолопастной гидродвигатель
а – схема; б – общий вид

Поворотный гидродвигатель состоит из корпуса 1, и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

При подводе жидкости под давлением P_p в верхний канал (рисунок 5.5.7, а) пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает 270...280°.

Расчетный крутящий момент M на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равен произведению силы R на плечо, а приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления рабочей площади пластины)

$$M = Ra.$$

Усилие R определяется произведением действующего на лопасть перепада давлений на рабочую площадь пластины F

$$R = \Delta P F = (P_p - P_{сл}) F.$$

Из рисунка 5.5.7, а, видно, что рабочая площадь пластины

$$F = \frac{D - d}{2} b,$$

где b – ширина пластины.

Плечо приложения силы

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D - d}{4} = \frac{D + d}{4}.$$

В соответствии с этим расчетный крутящий момент

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2).$$

Угловая скорость ω вращения вала

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b}.$$

Фактические момент M_f и угловая скорость ω_f будут меньше расчетных в связи с наличием потерь трения и утечек жидкости, характеризующихся механическим η_m и объемным $\eta_{об}$ КПД гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2) \eta_m,$$

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b} \eta_{об}.$$

Применяются также и многопластинчатые поворотные гидроцилиндры (рисунок 5.5.8), которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится.

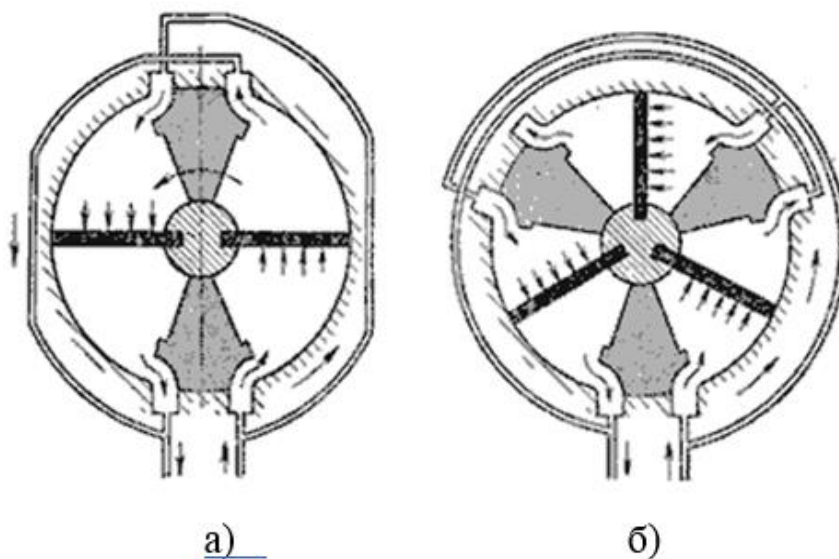


Рисунок 5.5.8 – Поворотные гидроцилиндры
а – двухлопастной; б – трехлопастной

Момент и угловая скорость многопластинчатого гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b z}{8} (D^2 - d^2) \eta_M,$$

$$\omega = \frac{8Q}{z(D^2 - d^2)b} \eta_{об},$$

где z – число пластин.

Для преобразования прямолинейного движения выходного звена гидроцилиндра 1 в поворотное исполнительного механизма 2 применяют речно-шестеренные механизмы (рисунок 5.5.9).

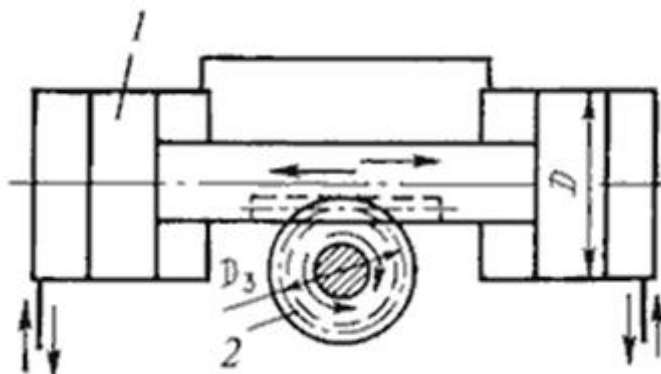


Рисунок 5.5.9 – Речно-шестеренный механизм

Без учета сил трения крутящий момент на валу исполнительного механизма равен

$$M = \Delta P \frac{\pi D^2 D_3}{4 \cdot 2},$$

а угловая скорость вращения

$$\omega = \frac{8Q}{\pi D^2 D_3},$$

где D_3 – диаметр делительной окружности шестерни.

Тема 5.6 Гидроаппаратура

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппаратура подразделяется на регулирующую и направляющую.

Регулирующая гидроаппаратура изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения.

Направляющая гидроаппаратура предназначена только для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение гидроаппаратов изменяется при изменении положения *запорно-регулирующего элемента*, входящего в их конструкцию.

По принципу действия запорно-регулирующего элемента:

- гидроклапаны;
- гидроаппаратура неклапанного действия (дроссели).

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на:

- золотниковые;
- крановые;
- клапанные.

По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент:

- регулируемые;
- настраиваемые.

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости.

По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны могут быть прямого и непрямого действия. В *гидроклапанах прямого действия* величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В *гидроклапанах непрямого действия* поток сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

Гидроаппаратом неклапанного действия называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения не зависит от воздействия потока проходящей через него рабочей жидкости. Такие гидроаппараты иначе называют *дросселями*. С точки зрения положений гидравлики дроссель представляет собой активное гидравлическое сопротивление.

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рисунок 5.6.1 приведены принципиальные схемы напорных клапанов прямого действия с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами.

Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента 1 (шарика, конуса и т.д.), пружины 2, натяжение которой можно изменять регулировочным винтом 3. Отверстие 5 корпуса 4 соединяется с линией высокого давления, а отверстие 6 - со сливной линией. Часть корпуса, с которой запорно-регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом).

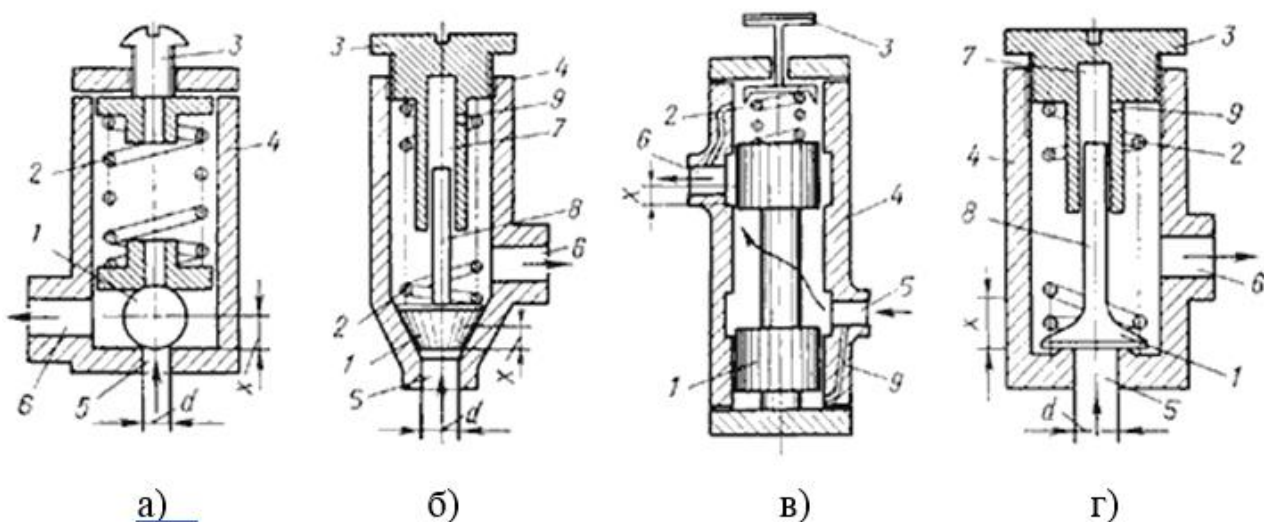


Рисунок 5.6.1 – Принципиальные схемы напорных клапанов с запорно-регулирующими элементами
 а – с шариковым; б – с конусным; в – с золотниковым; г – с тарельчатым

При установке клапана в гидросистему пружина 2 настраивается так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива будет отделена от линии высоко давления. При повышении давления в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент клапана перемещается вверх, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления соединяется со сливной. Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется, и если причина, вызвавшая повышение давления не будет устранена, процесс повторится.

Возникает вибрация запорно-регулирующего элемента, сопровождаемая ударами о седло и колебаниями давления в системе. Вибрация и удары могут служить причиной износа и потери герметичности клапанов.

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (рисунок 5.6.1, б, г). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8...1 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию.

Достоинство клапанов прямого действия – высокое быстродействие. Недостаток – увеличение размеров при повышении рабочего давления, а также нестабильность работы.

При конструировании напорных клапанов их габарит и массу можно уменьшить, если применить дифференциальные клапаны или клапаны непрямого действия.

Дифференциальный клапан (рисунок 5.6.2) состоит из плунжера 1, который имеет два пояска диаметрами D и d , на которые воздействует жидкость.

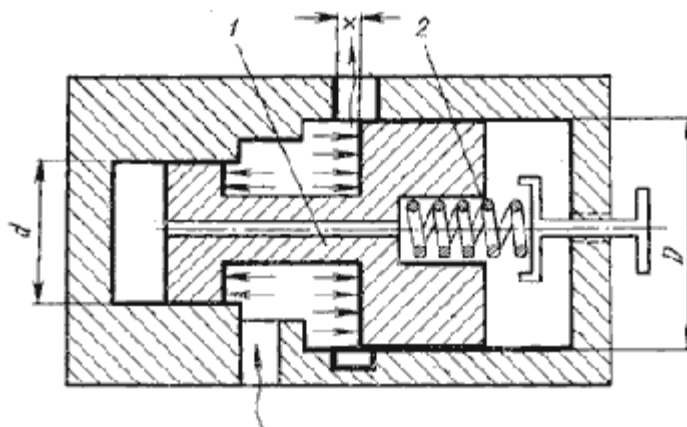


Рисунок 5.6.2 – Принципиальная схема дифференциального клапана

Благодаря наличию поясков с разными диаметрами уменьшается активная площадь запорно-регулирующего элемента клапана, на которую воздействует жидкость, и он оказывается частично разгруженным. Это позволяет уменьшить размеры пружины и всего клапана в целом. Начальная сила натяжения пружины 2 определяется из уравнения

$$F_{\text{пр}} = P \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right).$$

С уменьшением разности площадей поясков хотя и уменьшается усилие пружины, но одновременно уменьшается и соотношение действующих на запорно-регулирующий элемент клапана сил давления жидкости и сил трения этого элемента о корпус клапана. При определенных соотношениях D и d эти силы могут оказаться несоизмеримы между собой и клапан перестанет работать. Поэтому в реальных конструкциях дифференциальных клапанов принимают следующее соотношение:

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \leq \frac{1}{4} \frac{\pi d^2}{4}.$$

Недостатком дифференциальных клапанов является скачкообразное изменение давления и расхода через клапан в момент его открытия. Поэтому величину хода запорно-регулирующего элемента клапана ограничивают величиной

$$x = \frac{1}{16D} (D^2 - d^2).$$

Еще большего уменьшения размеров пружины и всего клапан в целом при одновременном повышении его герметичности можно достигнуть в клапанах непрямого действия (рисунок 5.6.3).

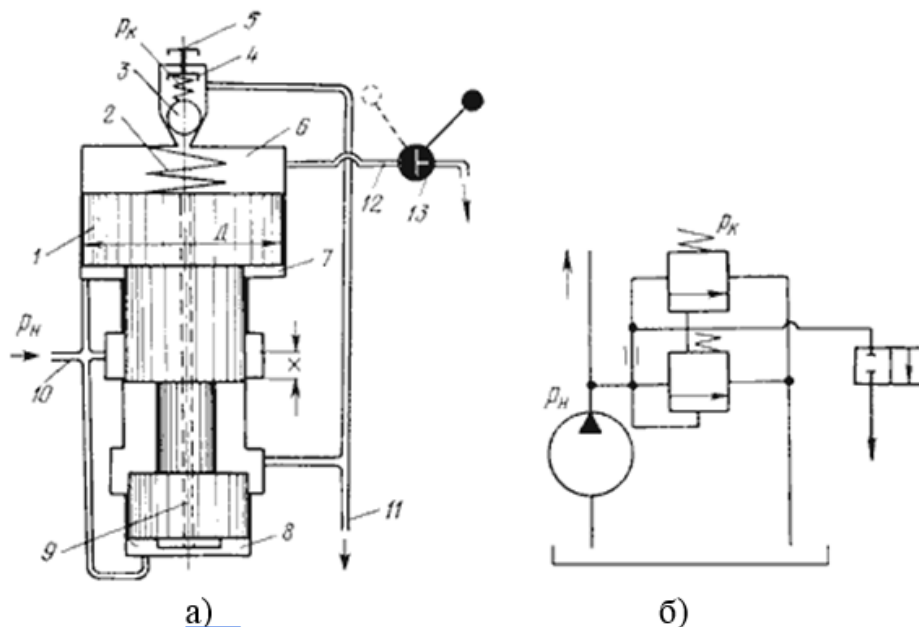


Рисунок 5.6.3 – Напорный клапан непрямого действия
а – принципиальная схема; б – условное обозначение

Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента – золотника 1 ступенчатой формы; нерегулируемой пружины 2 и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 3 в виде шарикового клапана прямого действия. Усилие пружины 4 шарикового клапана регулируется винтом 5. Каналами в корпусе клапана полости 7 и 8 соединены с гидролинией 10 высокого давления. Полость 6 соединена с полостью 8 капиллярным каналом 9 в золотнике. Пружины шарикового клапана 3 настраивается на давление P_K (на 10...20% больше максимального рабочего в гидросистеме).

Если при работе машины давление в гидросистеме $P_H < P_K$, шариковый клапан закрыт, в полостях 6, 7, 8 устанавливается одинаковое давление P_H , золотник 1 под воздействием пружины 2 занимает крайнее нижнее положение, а гидролиния высокого давления 10 отделена от гидролинии слива 11 (положение клапана соответствует изображенному на рисунке 5.6.3). Изменение давление в гидросистеме вызывает изменения давления в полостях 6, 7, 8 клапана. В тот момент, когда давление P_H превысит P_K , шариковый клапан 3 откроется и через него жидкость в небольшом количестве начнет поступать на слив. В капиллярном канале золотника создается течение жидкости с потерей давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Вследствие этого давление

жидкости в полости 6 станет меньше давления в полостях 7 и 8. Под действием образовавшегося перепада давлений золотник 1 переместится вверх, сжимая пружину и соединяя линию 10 с линией 11. Рабочая жидкость будет поступать на слив, и перегрузки гидросистемы не произойдет. Однако как только линия высокого давления соединится со сливом, давление жидкости в гидросистеме уменьшится до $P_H < P_K$, шариковый клапан закроется и течение жидкости по капиллярному каналу прекратится. Давление в полостях 6, 7 и 8 выровняется и под воздействием пружины 2 золотник возвратится в исходное положение, снова отделив линию высокого давления от слива. Если причина, вызвавшая повышение давления в гидросистеме, не будет устранена, процесс повторится и золотник в конечном итоге установится на определенной высоте, при которой давление в гидросистеме будет поддерживаться постоянным.

Когда клапан находится в работе, золотник совершает колебательные движения. Уменьшению колебаний золотника способствует полость 7, оказывающая на него демпфирующее влияние.

Для разгрузки системы или какого-либо ее участка клапаны непрямого действия могут управляться дистанционно. Для этого полость 6 посредством канала 12 и крана 13 необходимо соединить со сливом. В результате давление в полости 6 резко упадет, золотник 1 поднимется вверх, а линия высокого давления 10 соединится со сливом 11.

По сравнению с клапанами прямого действия клапаны непрямого действия обладают рядом преимуществ:

1. Плавность и бесшумность работы.
2. Повышенная чувствительность.
3. Давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

Редукционным называют гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке. В гидроприводах находят применение в основном два типа редукционных клапанов.

Первый тип клапанов обеспечивает установленное соотношение между давлениями на входе и выходе из клапана.

Редукционный клапан (рисунок 5.6.4) состоит из запорно-регулирующего элемента - плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления P_1 плунжер поднимается и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление P_1 , тем

больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление P_2 .

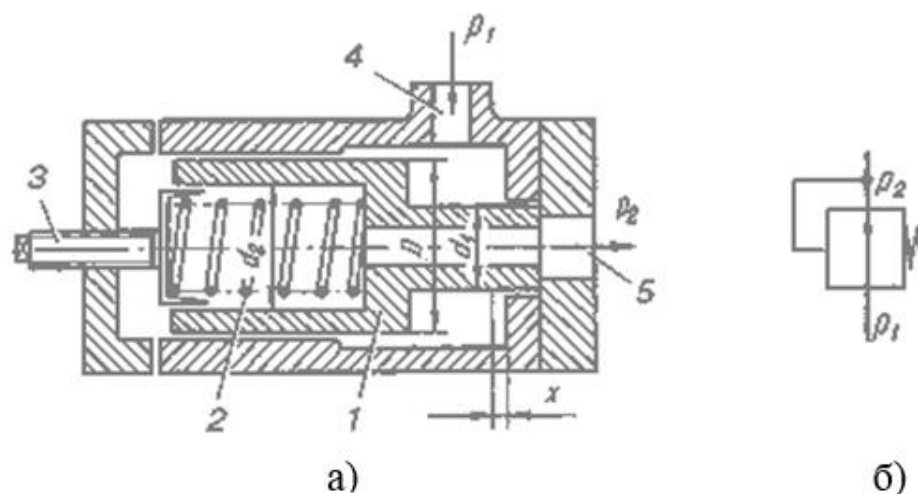


Рисунок 5.6.4 – Редукционный клапан
а – принципиальная схема; б – условное обозначение

Таким образом, давление P_2 зависит от давления на входе клапана, от начальной силы натяжения $P_{пр}$ и жесткости пружины.

$$P_2 = \frac{P_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{пр} - cx}{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}}.$$

Второй тип редукционного клапана поддерживает постоянное редуцированное давление на выходе независимо от колебания давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Такие редукционные клапаны могут быть прямого и непрямого действия.

Рассмотрим работу редукционного клапана непрямого действия (рисунок 5.6.5). Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента – золотника 1 ступенчатой формы, нагруженного нерегулируемой пружины 2 с малой жесткостью, и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 5 в виде шарикового клапана. Силу натяжения пружины 4 шарикового клапана можно изменять винтом 3. В корпусе клапана имеются каналы, соединяющие полости 7 и 8 с выходом, а в золотнике 1 – капиллярный канал 9, соединяющий полость 6 с полостью 8, а через последнюю и с выходом клапана.

Если пружина 4 настроена на давление большее, чем давление P_1 на входе клапана, то золотник 1 занимает исходное положение (показано на рисунке 5.6.5). В этом случае в полостях 6, 7 и 8 будет одинаковое давление, равное P_1 , полость 10 соединена с полостью 11, а жидкость свободно протекает через клапан. Редуцирования давления при этом не происходит. При настройке пружины 4 на давление $P_2 < P_1$ шариковый клапан откроется и жидкость в

небольшом количестве из полости 6 будет поступать на слив. В капиллярном канале 9 золотника создается течение жидкости с потерей в нем давления на преодоление гидравлических сопротивлений. В результате давление в полости 6 упадет и золотник поднимется вверх, уменьшив площадь живого сечения между полостями 10 и 11.

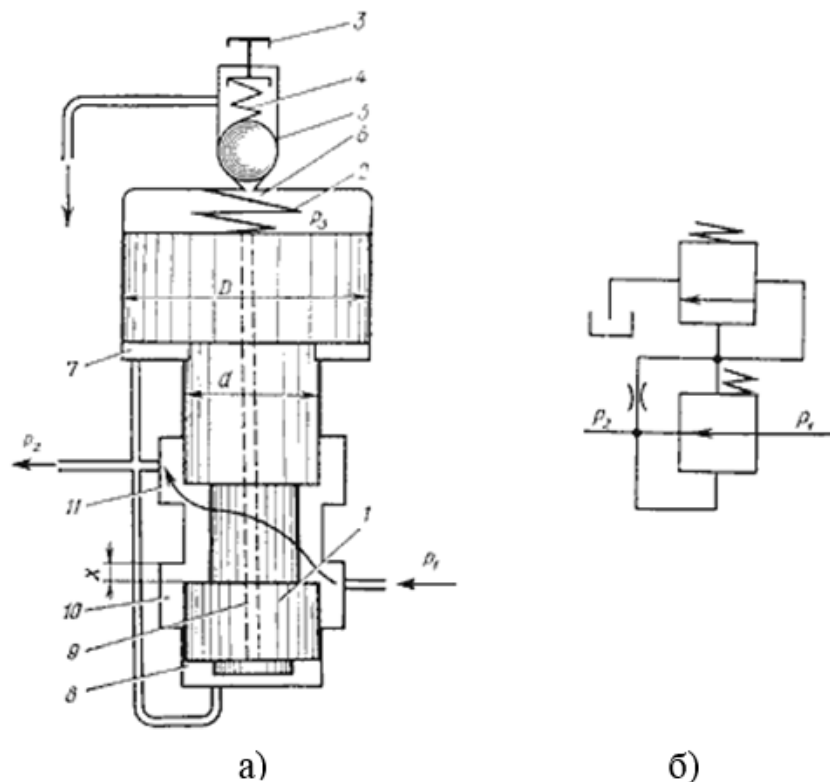


Рисунок 5.6.5 – Редукционный клапан непрямого действия
а – принципиальная схема; б – условное обозначение

Это в свою очередь вызовет понижение давления в полостях 11, 8 и 7, опускание золотника и увеличение площади живого сечения между полостями 10 и 11. Процесс повторится снова, и золотник, совершая колебательные движения, установится на определенной высоте. Всякое изменение давления на входе или выходе клапана вызывает ответное перемещение золотника. В конечном итоге за счет изменения дросселирования давление на выходе клапана поддерживается постоянным. В этом клапане полость 7 и узкий канал, соединяющий полость с выходом клапана, оказывают демпфирующее влияние на золотник, уменьшая его колебания.

Обратным гидроклапаном называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Они могут иметь различные запорно-регулирующие элементы: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный.

В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т.е. в исходном положении запорно-

регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные клапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами.

Пружина обратных клапанов нерегулируемая, ее сила натяжения должна обеспечивать лишь преодоление сил трения и инерцию, а также быстрое возвращение в исходное положение запорно-регулирующего элемента.

Обратный клапан Г51 (рисунок 5.6.6) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1.

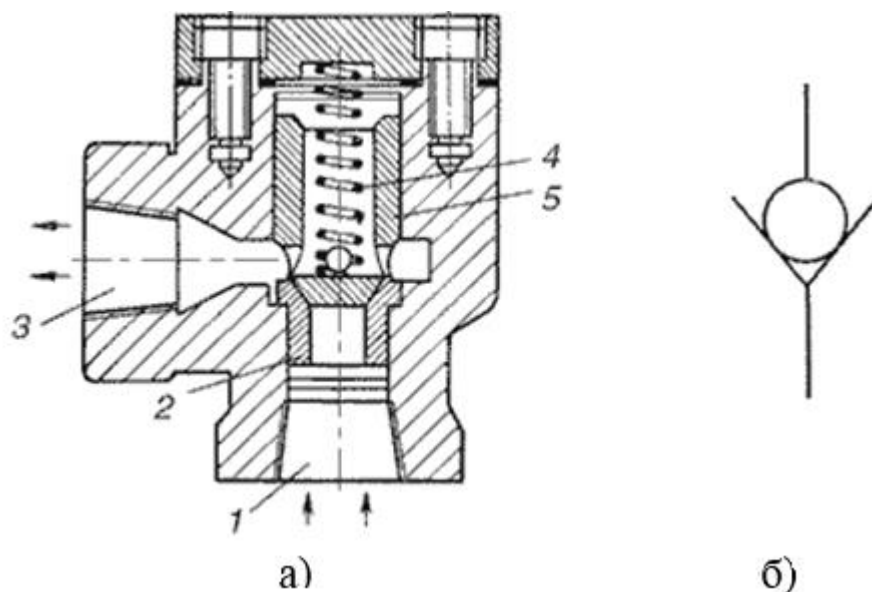


Рисунок 5.6.6 – Обратный клапан типа Г51
а – конструкция; б – условное обозначение

В гидросистемах многих мобильных машин обратные клапаны с шариковым рабочим органом применяют в блокировочном устройстве резиновых шлангов (рисунок 5.6.7).

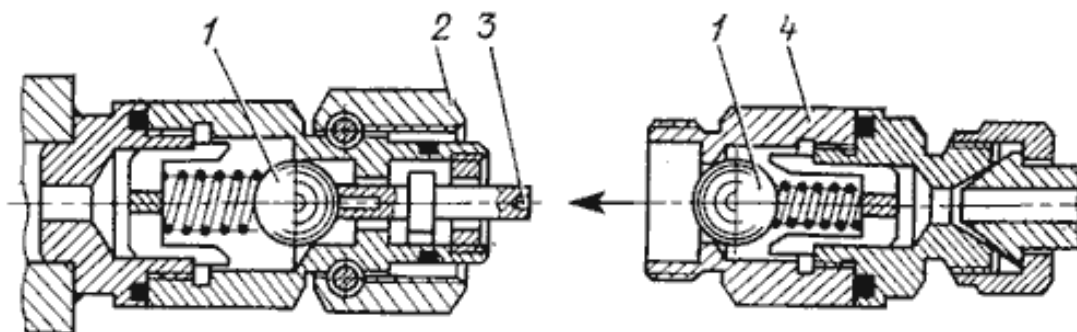


Рисунок 5.6.7 – Блокировочное устройство

Блокировочное устройство имеет подпружиненные шарики 1, которые при разъединении трубопроводов блокируют поток. При соединении труб путем навинчивания гайки 2 на штуцер 4 толкатель 3 отжимает шарики от их седел, позволяя жидкости свободно проходить через устройство.

В гидроприводе обратные клапаны применяют: как подпорные; для создания нерегулируемого противодействия в сливной магистрали гидродвигателя; для блокировки вертикально расположенного поршня от самопроизвольного опускания при выключенном приводе; для неуправляемого пропуска рабочей жидкости в одном направлении и управляемого в другом (совместно с дросселем); для исключения утечек жидкости из гидросистемы при демонтаже и т.д. Как конструктивный элемент обратный клапан включен в конструкцию разделительных панелей, напорных клапанов, дросселей и регуляторов потока, в золотники с гидравлическим управлением, в насосы и гидравлические двигатели, в гидрозамки и т.д.

Ограничителем расхода называется клапан, предназначенный для ограничения расхода в гидросистеме или на каком-либо ее участке.

Принципиальная схема ограничителя расхода приведена на рисунке 5.6.8, а. Он состоит из подвижного поршня 3 и нерегулируемой пружины 6, помещенных внутри корпуса 7. В поршне имеется калибровочное отверстие 2 (нерегулируемый дроссель), а в корпусе – окна 4. В сочетании с поршнем 3 окна 4 представляют собой регулируемый дроссель. В исходном положении пружина стремится передвинуть поршень в крайнее левое положение и открыть окна 4. При включении ограничителя расхода в гидросистему жидкость поступает в отверстие 1 и далее проходит через дроссель 2 и окна 4 к отверстию 5. При достижении жидкости через ограничитель расхода у дросселя 2 создается перепад давлений. При увеличении расхода перепад давлений увеличивается и поршень перемещается вправо, частично или полностью перекрывая окна 4. Когда расход в гидросистеме уменьшится, перепад давлений также уменьшится и поршень переместится влево, увеличив открытие окон.

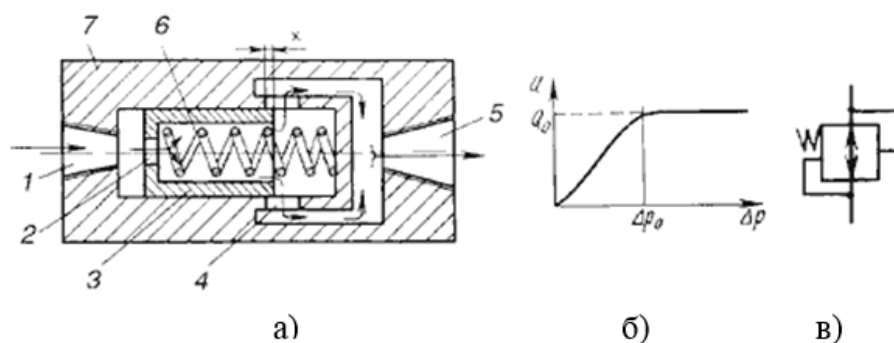


Рисунок 5.6.8 – Ограничитель расхода
 а – принципиальная схема; б – зависимость $Q = f(\Delta P)$;
 в – условное обозначение

При значении перепада давления $\Delta P < \Delta P_0$ расход жидкости через ограничитель расхода будет зависеть от ΔP . При $\Delta P > \Delta P_0$ расход жидкости станет предельным и равным Q_0 (рисунок 5.6.8, б).

Делителем потока называется клапан соотношения расходов, предназначенный для разделения одного потока рабочей жидкости на два и более равных потока независимо от величины противодействия в каждом из них. Делители потока применяют в гидроприводах машин, в которых требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев параллельно работающих гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку.

Делитель потока (рисунок 5.6.9) состоит из двух нерегулируемых дросселей 1 и двух дросселей 2, проходные сечения которых могут автоматически изменяться благодаря перемещению плунжера 3.

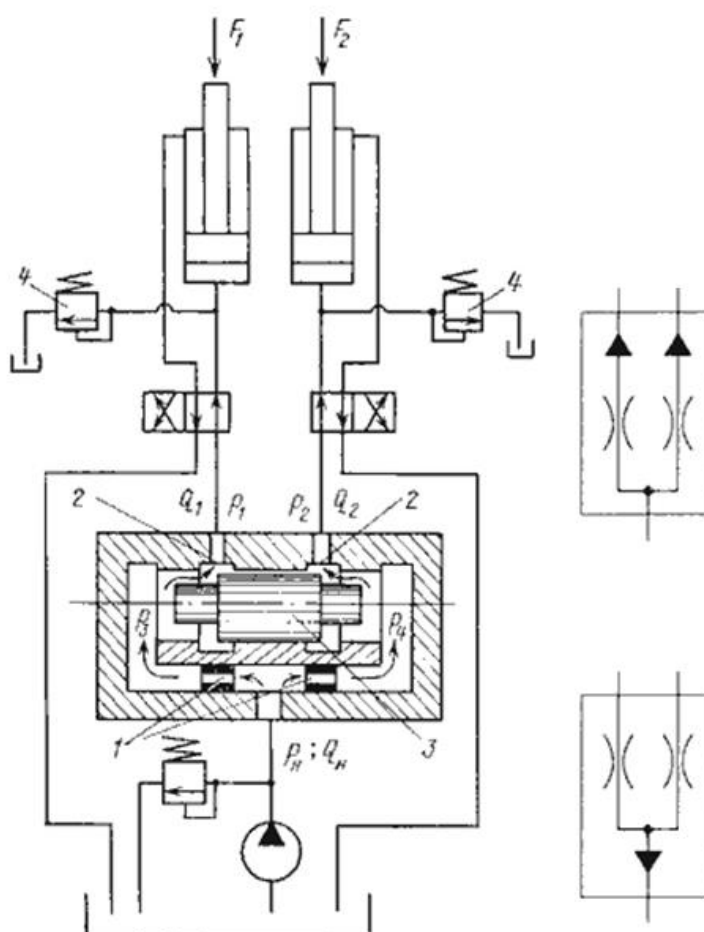


Рисунок 5.6.9 – Делитель потока

а – принципиальная схема; б – условное обозначение;

в – условное обозначение сумматора потока

При равенстве нагрузок ($F_1 = F_2$) и площадей поршней гидроцилиндров давление $P_1 = P_2$, перепад давлений $\Delta P = (P_3 - P_4) = 0$, плунжер 3 делителя занимает среднее положение, а расходы в обеих линиях одинаковые. Если нагрузка на один из любых гидродвигателей изменится, то под действием

возникшего перепада давлений у плунжера делителя он начнет смещаться из среднего положения, изменяя одновременно проходные сечения дросселей 2. Перемещение прекратится, когда давления P_3 и P_4 выровняются. В этом положении плунжера расходы в обеих ветвях будут одинаковыми. Таким образом, поддержание равенства расходов в обеих ветвях осуществляется за счет дросселирования потока в той ветви, где гидродвигатель нагружен меньше.

Делитель потока может также быть и сумматором потока (рисунок 5.6.9, в). В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

Дроссели и регуляторы расхода предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

Линейные дроссели, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рисунок 5.6.10).

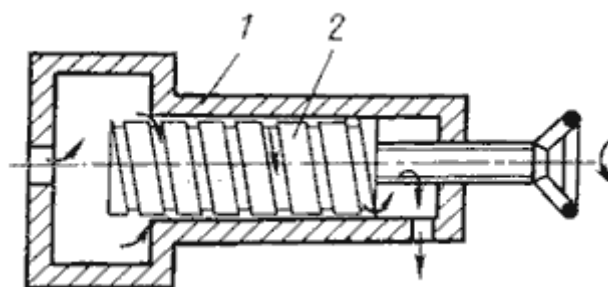


Рисунок 5.6.10. Линейный дроссель
1 – корпус; 2 – винт

В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давлений и исключения засоряемости канала механическими примесями, содержащимися в рабочей жидкости. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорения дросселя во время его работы.

Нелинейные дроссели характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями.

Изменение перепада давления, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений.

В регулируемых (рисунок 5.6.11, а, б, в, г) и нерегулируемых (рисунок 5.6.11, д, е) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную – из условия исключения засоряемости рабочего окна.

В пластинчатых дросселях (рисунок 5.6.11, е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ($d_{min} > 0,5$ мм), ограничиваемого засоряемостью во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (рисунок 5.6.11, д). В таких дросселях расстояние между пластинами l должно быть не менее $(3...5) d$, а толщина пластин s не более $(0,4...0,5) d$.

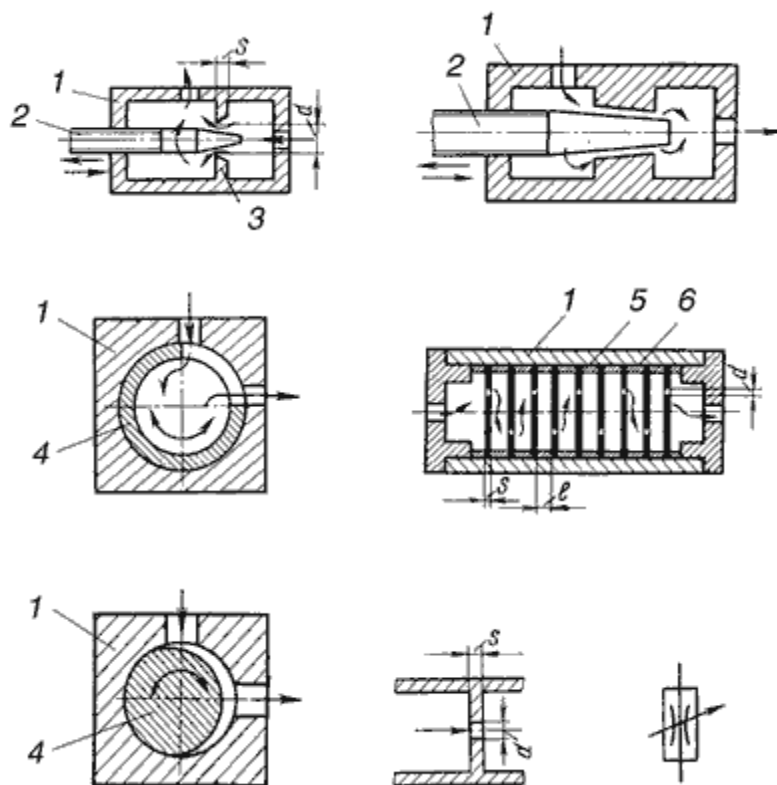


Рисунок 5.6.11 – Принципиальные схемы нелинейных дросселей
а – игольчатого; б – комбинированного; в – пробкового щелевого; г – пробкового эксцентричного; д – пластинчатого пакетного; е – пластинчатого; ж – условное обозначение регулируемого дросселя;
1 – корпус; 2 – игла; 3 – диафрагма; 4 – пробка; 5 – пластина; 6 – втулка

Суммарное сопротивление пластинчатого дросселя регулируется подбором пластин, а перепад давления определяется по формуле

$$\Delta P = \gamma \xi n \frac{v^2}{2g},$$

где γ – удельный вес жидкости;

ξ – коэффициент местного сопротивления отверстия;

n – число пластин;

v – средняя скорость потока жидкости в проходном отверстии пластины.

К нелинейным дросселям относятся также и *комбинированные дроссели*, в которых потери давления по длине и местные потери соизмеримы между собой по величине и в равной мере оказывают влияние на расход жидкости через дроссель (рисунок 5.6.11, б). На характеристику комбинированных дросселей влияет вязкость рабочих жидкостей. Поэтому такие дроссели целесообразно применять в гидросистемах, в которых температура рабочей жидкости изменяется в небольших пределах.

Для определения расхода жидкости через дроссель пользуются формулой:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}},$$

где ω – площадь проходного сечения дросселя;

ΔP – перепад давлений у дросселя;

μ – коэффициент расхода, зависящий от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия.

Важной характеристикой дросселей является их равномерная и устойчивая работа при малых расходах. Однако устойчивая работа дросселя возможно при уменьшении площади до определенного предела, ниже которого расход становится нестабильным. Это объясняется *облитерацией* – зарастиванием проходного отверстия.

Сущность облитерации заключается в том, что в микронеровностях узких каналов задерживаются и оседают твердые частицы, содержащиеся в рабочей жидкости. Если размеры частиц, загрязняющих жидкость, соизмеримы с размером рабочего окна, то может произойти полное его зарастивание и прекращение расхода жидкости через дроссель. При увеличении площади рабочего окна расход жидкости восстанавливается.

Причиной облитерации рабочего окна может быть не только недостаточная очистка рабочей жидкости, но и адсорбция поляризованных молекул рабочей жидкости на стенках щели. Адсорбируемые молекулы образуют многорядный слой, толщина которого может достигать 10 мкм. Этот слой способен сопротивляться значительным нормальным и сдвигающим нагрузкам. В конечном итоге происходит постепенное уменьшение площади

живого сечения рабочего окна, а при малых значениях и полное его зарастивание. Соответственно уменьшается до нуля и расход жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается.

Поэтому, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т.д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слоя адсорбированных молекул и не происходит зарастивание щели.

Недостатком дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давлений у дросселя. На рисунке 5.6.12, а приведена проливочная характеристика дросселя Г77 11 $Q = f(\Delta P)$, из которой видно, что с изменением перепада давлений (вызванного, например, изменением нагрузки на гидродвигатель).

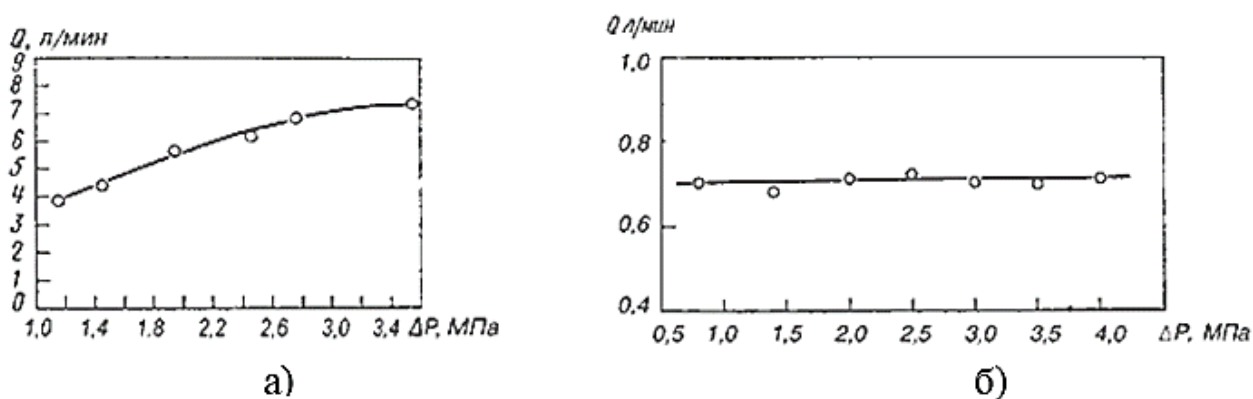


Рисунок 5.6.12 – Проливочные характеристики
а – дросселя Г77-11; б – регулятора расхода Г55-21

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давлений в дросселе ΔP во время его работы поддерживается примерно постоянным. Конструктивно этот аппарат состоит из последовательно включенных редукционного клапана и дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем 1, а постоянство перепада давления на дросселе – редукционным клапаном 2 (рисунок 5.6.13). При увеличении расхода Q через дроссель увеличивается перепад давлений $\delta P = P_1 - P_2$, который вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки. Вид проливочной характеристики $Q =$

$f(\Delta P)$ регулятора расхода Г55-21 приведен на рисунке 5.6.12, б, а его конструкция на рисунке 5.6.14.

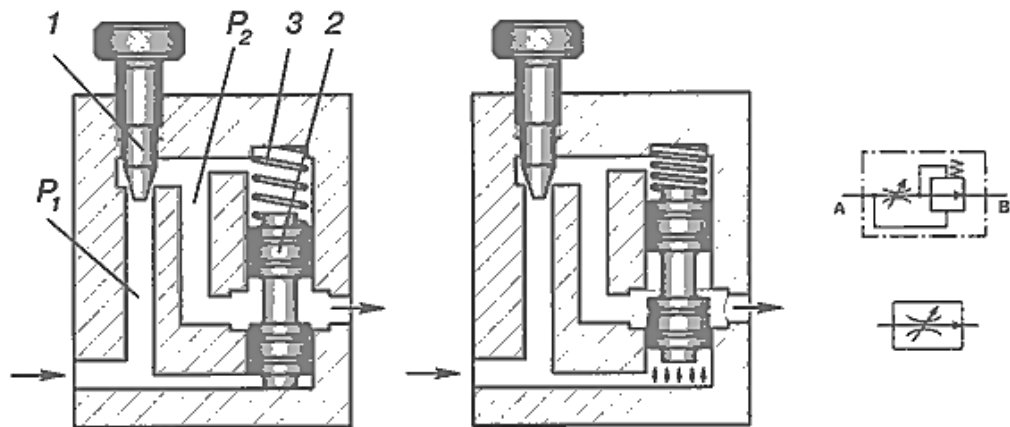


Рисунок 5.6.13 – Дроссель Г77-11

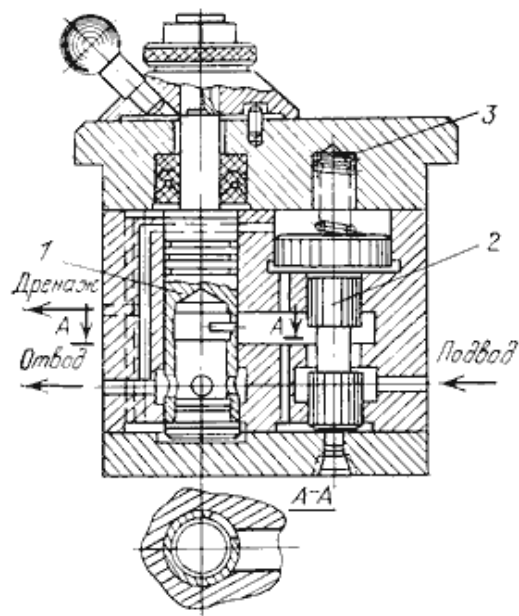


Рисунок 5.6.14 – Регулятора расхода Г55-21

При работе гидропривода вследствие изменения коэффициента расхода μ , вызванного колебаниями температуры рабочей жидкости, расход через регулятор все же изменяется. Для серийных конструкций регуляторов это изменение составляет 10...12%.

Гидрозамком называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия - в обоих направлениях.

По числу запорно-регулирующих элементов гидрозамки могут быть одно- и двухсторонними.

Односторонний гидрозамок (рисунок 5.6.15) имеет толкатель 3, запорно-регулирующий элемент 1 и нерегулируемую пружину 2, которые образуют подобие обратного клапана. У одностороннего гидрозамка выполнено три подвода, соединенные с тремя полостями гидрозамка *A*, *B* и *У*. При подаче рабочей жидкости под давлением в полость *A* (рисунок 5.6.15, а), открывается запорно-регулирующий элемент 1, и жидкость начинает свободно проходить в полость *B* (рисунок 5.6.15, б). Управляющее воздействие отсутствует, т.е. в полость *У* давление жидкости не подается. При подводе рабочей жидкости к полости *B* клапан закрыт (рисунок 5.6.15, в). Однако, если одновременно с этим подвести жидкость к полости *У* (подать управляющее воздействие), то толкатель 3 перемещаясь вверх откроет запорно-регулирующий элемент. В этом случае жидкость будет свободно проходить из полости *B* в полость *A* (рисунок 5.6.15, г), пока будет присутствовать управляющее воздействие в полости *У*.

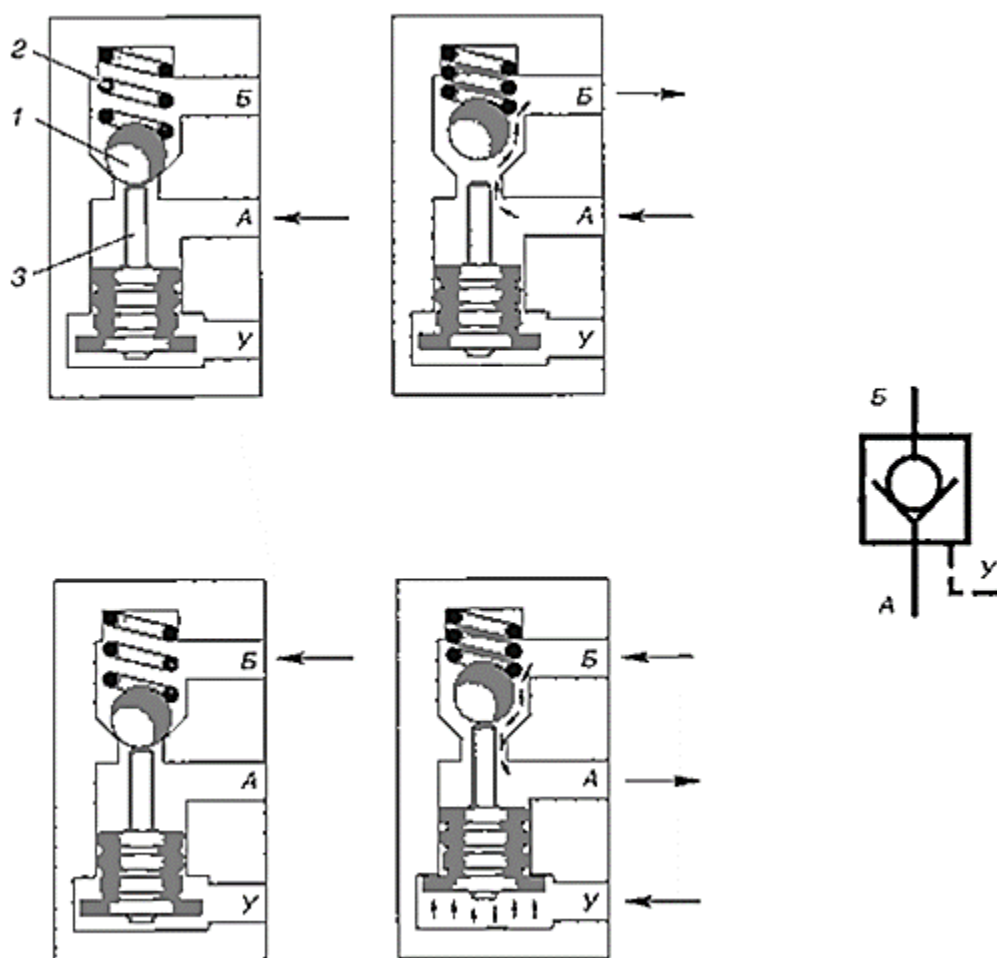


Рисунок 5.6.15 – Односторонний гидрозамок

а – подача рабочей жидкости к полости *A*; б – течение жидкости из полости *A* в полость *B*; в – подача рабочей жидкости в полость *B*; г – течение жидкости из полости *B* в полость *A* при наличии управляющего воздействия;
 д – условное обозначение одностороннего гидрозамка

Односторонние гидрозамки применяются для блокировки движения выходного звена гидродвигателя в одном направлении. Для блокировки выходного звена в двух направлениях применяются двухсторонние гидрозамки.

Двухсторонний гидрозамок (рисунок 5.6.16) имеет в своем корпусе два запорно-регулирующих элемента 1, две нерегулируемые пружины 2, а между ними плавающий толкатель 3 (рисунок 5.6.16, а). При подводе рабочей жидкости под давлением к каналу *A* открывается запорно-регулирующий элемент 1, и жидкость свободно поступает в канал *B* и далее к гидродвигателю (например, в поршневую полость гидроцилиндра). Одновременно с этим толкатель 3 гидрозамка перемещается вправо и открывает второй запорно-регулирующий элемент, обеспечивая пропуск жидкости (например, от штоковой полости гидроцилиндра) из канала *Г* в канал *Б* и далее в сливную магистраль. Аналогично гидрозамок работает при реверсе движения выходного звена гидродвигателя. Если жидкость под давлением не подводится ни к одному из каналов (*A* или *B*), то рабочие элементы 1 снова занимают положение, указанное на рисунке 5.6.16, а. Полости гидродвигателя блокируются от слива, тем самым, блокируя выходное звено гидродвигателя от перемещений.

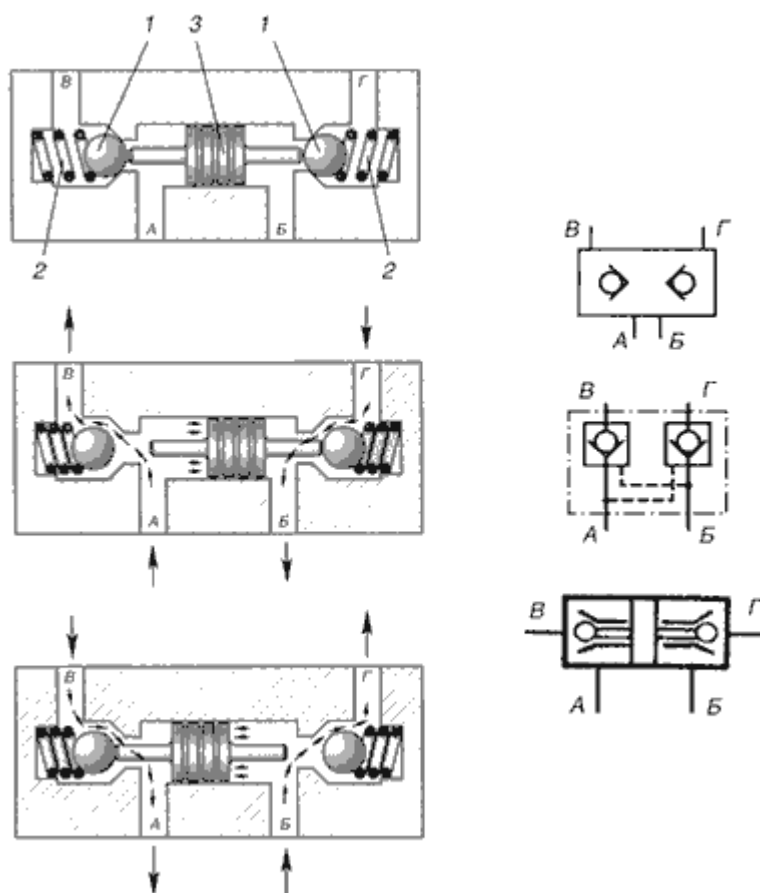


Рисунок 5.6.16 – Двухсторонний гидрозамок

а – нейтральное положение; б – положение толкателя при подводе давления в канал *A*; в – положение толкателя при подводе давления в канал *B*;
 г – условные обозначения

При установке гидрозамков необходимо учитывать их конструктивное исполнение (тип), способ нагружения выходного звена гидродвигателя, а также место размещения при этом дросселей с обратными клапанами – до или после гидрозамка. Дроссели с обратными клапанами свободно пропускают поток рабочей жидкости на подъем рабочего органа и ограничивают расход рабочей жидкости и соответственно скорость рабочего органа при его опускании (рисунок 5.6.17).

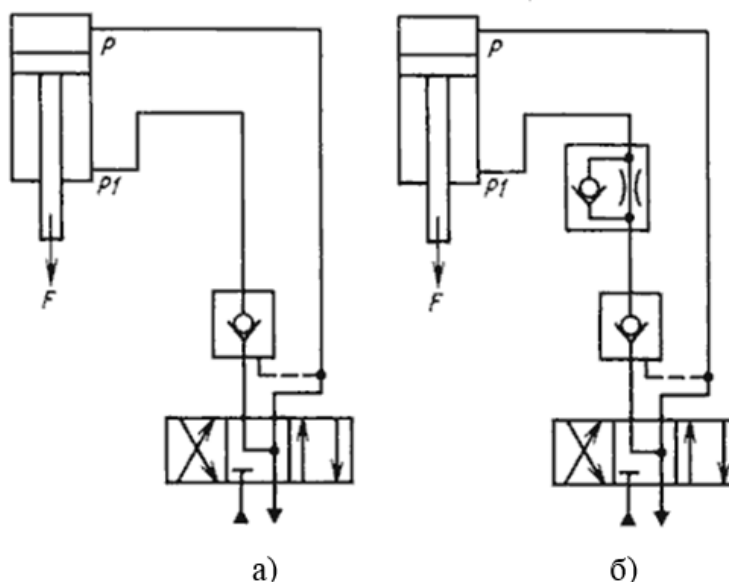


Рисунок 5.6.17 – Схема установки одностороннего гидрозамка
 а – без дросселя с обратным клапаном; б – дросселем и обратным клапаном

Если в схеме привода гидроцилиндра грузоподъемного механизма с гидрозамком не будет установлен дроссель с обратным клапаном (рисунок 5.6.17, а), то при перемещении золотника гидрораспределителя в позицию «опускание» в гидролинии насоса и управления гидрозамком создается давление, достаточное для открытия гидрозамка. После его открытия рабочая жидкость из штоковой полости гидроцилиндра поступает на слив, и шток опускается под действием внешней нагрузки F . При этом скорость перемещения штока гидроцилиндра может превысить скорость, обусловленную подачей насоса. Тогда давление в противоположной (поршневой) полости гидроцилиндра и в гидролинии управления уменьшается, запорный элемент гидрозамка под действием пружины закрывается и движение прекращается. Затем давление в напорной гидролинии и в гидролинии управления снова возрастает, и гидрозамок открывается. Таким образом, происходят прерывистое движение рабочего органа и пульсация давления. Для исключения этого явления между гидрозамком и гидроцилиндром рекомендуется устанавливать дроссель с обратным клапаном (рисунок 5.6.17, б), сопротивление которого при опускании

штока создает давление, необходимое для открытия обратного клапана гидрозамка и поддержания его в том положении.

Давление управления для гидрозамков составляет от 0,02 (минимальное давление срабатывания ненагруженного клапана) до 32 МПа.

В гидросистемах мобильных машин наибольшее применение получили односторонние гидрозамки с коническим запорным элементом, имеющие условный проход 16, 20, 25 и 32 мм.

Тема 5.7 Уплотнительные устройства, гидроемкости и гидролинии

Уплотнительные устройства

Назначение уплотнительных устройств – устранение утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры между сопрягаемыми деталями элементов гидропривода, вызванных перепадом давлений.

К уплотнительным устройствам предъявляются следующие требования: износостойкость; совместимость с конструкционными материалами и рабочей жидкостью; устойчивость к температурным колебаниям; удобность монтажа-демонтажа; невысокая стоимость.

Уплотнительные устройства делятся на две группы:

- *уплотнения неподвижных соединений*, которые должны обеспечивать абсолютную герметичность при всех режимах работы гидропривода;
- *уплотнения подвижных соединений*, допускающие возможность регламентированных утечек и перетечек рабочей жидкости.

Уплотнение считается герметичным, если после длительной выдержки под давлением (для неподвижных соединений) или после установленного числа перемещений (для подвижных соединений) утечки рабочей жидкости не превышают предельно допустимые.

Уплотнение неподвижных соединений

В неразъемных соединениях герметичность достигается пайкой и сваркой деталей.

В разъемных соединениях утечки устраняются несколькими способами: путем деформации уплотняемых поверхностей внешней силой; взаимной приработкой уплотняемых поверхностей; заполнением микронеровностей на уплотняемых поверхностях различными заполнителями (прокладки из картона, кожи, резины и т.д.). При этом при всех способах между соединяемыми деталями должно быть создано контактное давление (путем затяжки крепежными элементами), превышающее максимальное рабочее давление. Некоторые способы уплотнения неподвижных соединений мягкими прокладками и кольцами представлены на рисунке 5.7.1.

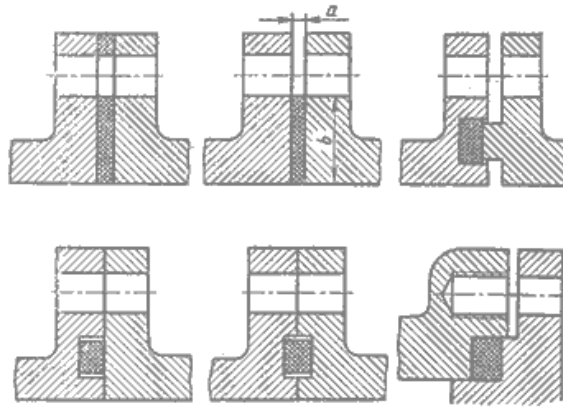


Рисунок 5.7.1 – Герметизация неподвижных соединений

Для изготовления прокладок применяют различные неметаллические и металлические эластичные материалы, способные компенсировать при затяжке соединения неровности и другие дефекты поверхностей уплотняемой пары.

Уплотнение подвижных соединений

Уплотнение может быть бесконтактным (щелевым) или контактным (выполненным при помощи различных уплотнителей).

Щелевое уплотнение (рисунок 5.7.2, а) распространено во многих гидроагрегатах (насосы, распределители и т.д.).

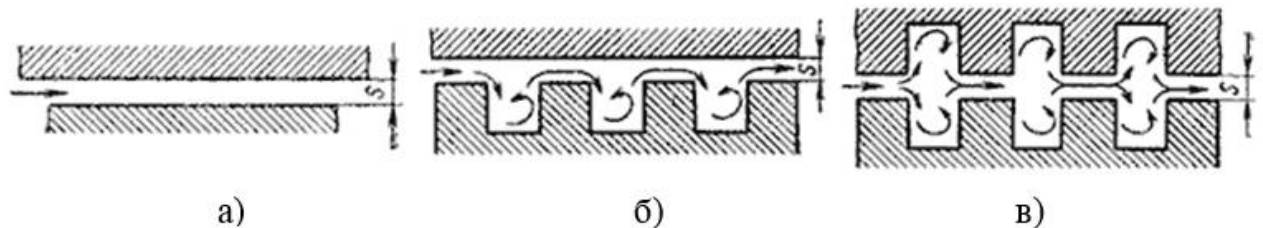


Рисунок 5.7.2 – Схемы уплотнений
а – щелевого; б, в – лабиринтного

Снижение утечек достигается за счет уменьшения зазора s между подвижными деталями. Утечки неизбежны и заранее определяются для цилиндрических деталей по формуле:

$$Q_y = \pi d \left(\frac{\Delta p s^3}{12\mu l} \pm \frac{v}{2} s \right),$$

где d – диаметр уплотняемого соединения;

s – зазор между деталями соединения;

l – длина уплотнения;

v – относительная скорость перемещения деталей;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Для повышения сопротивления щели при высоких Re , соответствующих турбулентному режиму течения на одной (рисунок 5.7.2, б) или обеих (рисунок 5.7.2, в) поверхностях, образующих щель, выполняют лабиринтные канавки,

которые вследствие чередующегося изменения сечения щели повышают ее сопротивление.

Недостаток щелевого уплотнения – высокая стоимость изготовления сопрягаемых деталей и возможность облитерации щели.

Контактные уплотнения выполняются при помощи металлических и резиновых колец, набивочных уплотнений и манжет.

Уплотнение металлическими кольцами – одно из самых простых и долговечных уплотнений. Материал колец – серый чугун, бронза, текстолит, графит и металлографитовая масса. Стыки колец (рисунок 5.7.3) могут быть прямыми (при $P \leq 5$ МПа), косыми (при $P \geq 20$ МПа) и ступенчатыми (при $P > 20$ МПа). В ступенчатом замке (рисунок 5.7.3, г) часто одну из сопряженных поверхностей выполняют плоской, а вторую – несколько выпуклой, благодаря чему повышается удельное давление в стыке колец, способствующее повышению герметичности. Форма поперечного сечения прямоугольная. Число колец в уплотнении колеблется от 2 до 9, в зависимости от перепада давлений. Расстояние между кольцами на качество уплотнения не влияет.

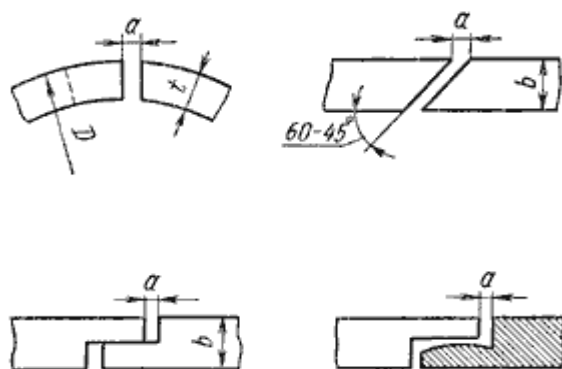


Рисунок 5.7.3 – Типы стыковых замков металлических колец
а – прямой; б – косой; в, г – ступенчатый

К недостаткам уплотнения металлическими кольцами относится необходимость точного изготовления деталей соединения, т.к. кольца не компенсируют микронеровности, овальность, конусность и т.п. Уплотнение из колец создает дополнительную силу трения. Уплотнение не является абсолютно герметичным и определяется как и при щелевом уплотнении.

Уплотнение резиновыми кольцами является простым, компактным и достаточно надежным. Уплотнение применяется при неподвижных (при $P \geq 30$ МПа) и подвижных соединениях (при $P \geq 20$ МПа). Диапазон температур - 50...+100 С. Герметичность достигается за счет монтажного сжатия резины и ее плотного прилегания к поверхности деталей (рисунок 5.7.4). Материал – маслостойкая резина. Форма поперечного сечения круглая (предпочтительно) или прямоугольная (может скручиваться и вдавливаясь в зазор). При уплотнении резиновыми кольцами утечки практически отсутствуют. На

рисунке.5.7.4 показана схема уплотнений резиновым кольцом круглого сечения. Размеры колец и канавок подбирают таким образом, чтобы при монтаже кольца в канавке (при нулевом обжатии) был сохранен боковой зазор $(a - d) = 0,2 \dots 0,25$ мм (рисунок 5.7.4, а). При монтажном сжатии кольцо поджимается на величину $k = d - b$ (рисунок 5.7.4, б). Таким предварительным сжатием кольца создается герметичность соединений при нулевом и малом давлении жидкости. При наличии же давления кольцо под его действием деформируясь у внешней стороны канавки, создает плотный контакт с уплотняемыми поверхностями (рисунок 5.7.4, в).

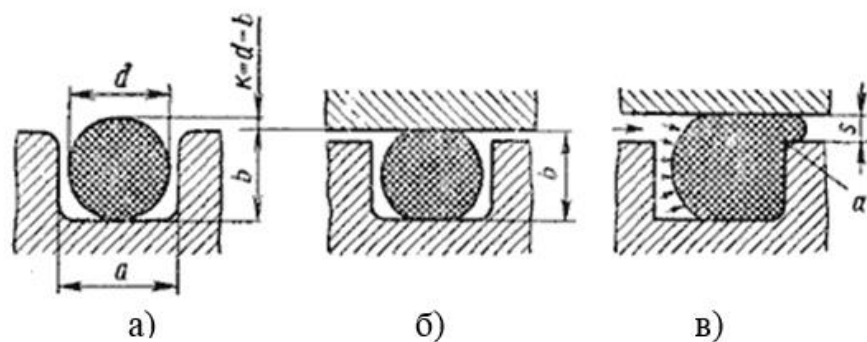


Рисунок 5.7.4 – Схемы уплотнений резиновым кольцом круглого сечения

Набивочные уплотнения (рисунок 5.7.5) применяют в гидравлических прессах, гидроцилиндрах, насосах и некоторой гидроаппаратуре. Материал – мягкие (хлопчато-бумажные, пеньковые, асбестовые) набивки пропитанные коллоидным графитом, церезином, суспензией фторопласта или жиром, и твердые (металлические, пластмассовые) набивки. При сдавливании набивки 1 нажимной буксой 2 набивочный материал течет в радиальном направлении, образуя плотный контакт между камерой сальника и набивкой с одной стороны и подвижной деталью (штоком или валом) – с другой. Для компенсации износа набивочные сальники требуют периодической подтяжки. Сдавливание набивки происходит при помощи болтов (рисунок 5.7.5, а) или пружины (рисунок 5.7.5, б).

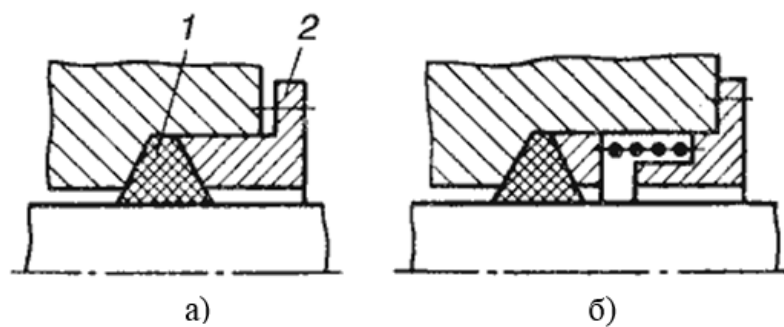


Рисунок 5.7.5 – Герметизация набивками и сдавливание набивки
а – болтами; б – пружиной

Набивочные уплотнения используют при небольших давлениях (при $P \leq 5$ МПа). Срок службы мягких набивок до 800 часов.

Манжетное уплотнение применяют при P до 50 МПа, скоростях перемещения уплотняемых деталей до 20 м/с. Диапазон температур $-50...+100$ С. Манжеты имеют шевронную и V-образную форму. Герметичность обеспечивается за счет деформации при монтаже и от давления рабочей жидкости (рисунок 5.7.6). Количество манжет зависит от диаметра и давления.

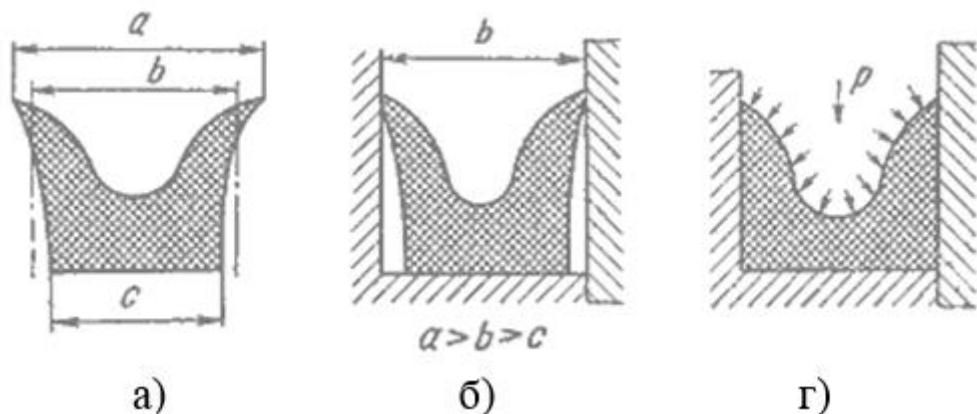


Рисунок 5.7.6 – Схема действия манжетного уплотнения
 а – манжета до монтажа; б – манжета в смонтированном виде без давления
 жидкости; в – манжета под давлением

Наиболее распространены U образные (рисунок 5.7.7, а, в) и V образные (шевронные) манжеты (рисунок 5.7.7, г). Для уплотнения при давлении рабочей среды до 35 МПа применяют U образные манжеты и при давлении до 50 МПа и выше – шевронные. Для сохранения формы манжету помещают при монтаже уплотнительного пакета между фасонными опорными 1 и распорными 2 кольцами (манжетодержателями) из металла или текстолита (рисунок 5.7.7, б).

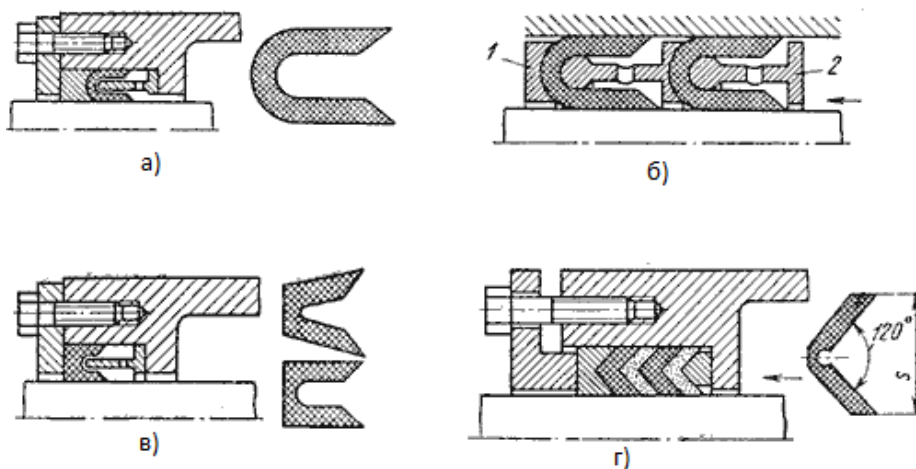


Рисунок 5.7.7 – Типовые формы манжет
 а, в – U-образные; б – монтаж манжет; г – шевронные

Уплотнение (герметизация) вращающихся валов осуществляется при помощи армированных манжет (рисунок 5.7.8), состоящих из металлического каркаса 1, манжеты 2 и спиральной пружины 3, обеспечивающей дополнительное прижатие манжеты к валу.

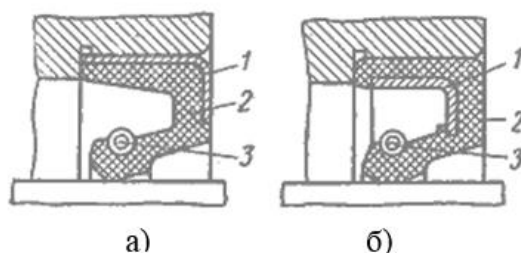


Рисунок 5.7.8 – Манжеты для уплотнения вращающихся валов
 а – с наружным каркасом; б – с внутренним каркасом;
 1 – металлический каркас; 2 – манжета; 3 – пружина

При выборе типа и материала уплотнений учитывают: давление в гидросистеме; диапазон рабочих температур; характер движения соединяемых деталей; скорость движения; тип рабочей жидкости.

Гидробаки и теплообменники

Гидробаки (рисунок 5.7.9) предназначены для питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством; в нем происходит выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей.

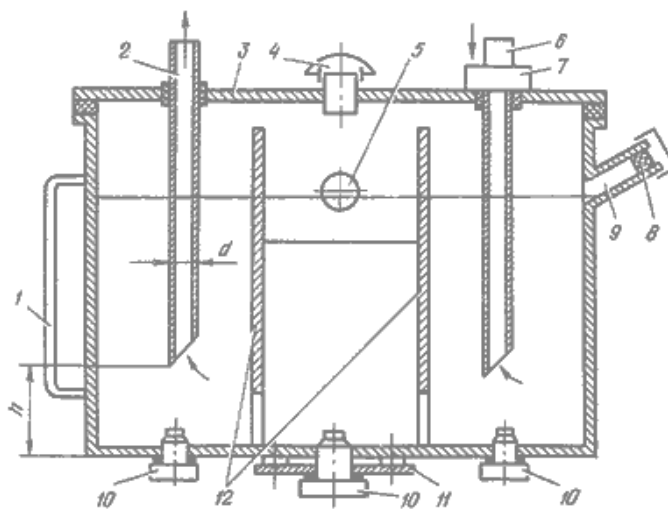


Рисунок 5.7.9 – Гидробак
 1 – указатель масла; 2 – всасывающая труба; 3 – крышка; 4 – сапун; 5 – глазок;
 6 – сливная труба; 7 – фильтр; 8 – сетчатый фильтр (ячейки 0,1 мм);
 9 – заливное отверстие; 10 – магнитная пробка; 11 – крышка для слива РЖ;
 12 – перегородки (успокоители)

Гидробаки изготавливают сварными из листовой стали толщиной 1-2 мм или литыми из чугуна. Форма гидробаков чаще всего прямоугольная. Внутри гидробака имеются перегородки 12, которыми всасывающая труба отделена от сливной 6. Кроме того, перегородки удлиняют путь циркуляции рабочей жидкости, благодаря чему улучшаются условия для пеногашения и оседания на дно гидробака примесей, содержащихся в рабочей жидкости. Лучшему выделению воздуха из рабочей жидкости способствует мелкая сетка, поставленная в гидробаке под углом. Для выравнивания уровня жидкости в гидробаке перегородки имеют отверстия на высоте 50...100 мм от дна. Заливку рабочей жидкости производят через отверстие 9 с сетчатым фильтром 8, имеющим ячейки размером не более 0,1 0,1 мм. Отверстие для заливки закрывают пробкой. Для контроля уровня рабочей жидкости в гидробаке служат указатель 1 или смотровой глазок 5.

Для выравнивания давления над поверхностью жидкости в баке с атмосферным давлением служит сапун 4. Возможны случаи, когда давление в гидробаке отличается от атмосферного (избыточное давление или вакуум).

Сливную и всасывающую трубы устанавливают на высоте $h = (2 \dots 3) d$ от дна бака, а концы труб скашивают под углом 45° . При этом скос сливной трубы направлен к стенке, а всасывающей – от стенки. Такое расположение концов труб уменьшает смешивание жидкости с воздухом, взмучивание осадков и попадание примесей во всасывающую гидролинию. В верхней части сливной трубы может быть установлен фильтр.

Дно гидробака имеет отверстие с крышкой 11 для спуска рабочей жидкости, периодической очистки и промывки гидроемкости. На дне также могут быть установлены магнитные пробки 10 для задержания металлических примесей. Крышка 3 бывает съемной. С гидробаком она соединяется через уплотнитель из маслостойкой резины.

В процессе эксплуатации гидропривода температура рабочей жидкости не должна превышать $55 \dots 60^\circ \text{C}$ и в отдельных случаях 80°C . Если поддержание температуры в пределах установленной не может быть обеспечено естественным охлаждением, в гидросистеме устанавливают *теплообменники*.

В гидроприводах применяют два типа теплообменников: с водяным и воздушным охлаждением.

Теплообменники с водяным охлаждением имеют небольшие размеры. В отличие от воздушных, они более эффективны, но требуют дополнительного оборудования для подачи охлаждающей жидкости. Конструктивно теплообменник представляет собой змеевик 2 из стальной трубы (рисунок 5.7.10, а), размещенной в гидробаке 1.

Теплообменники с водяным охлаждением целесообразно применять в гидроприводах стационарных машин, работающих в тяжелых условиях.

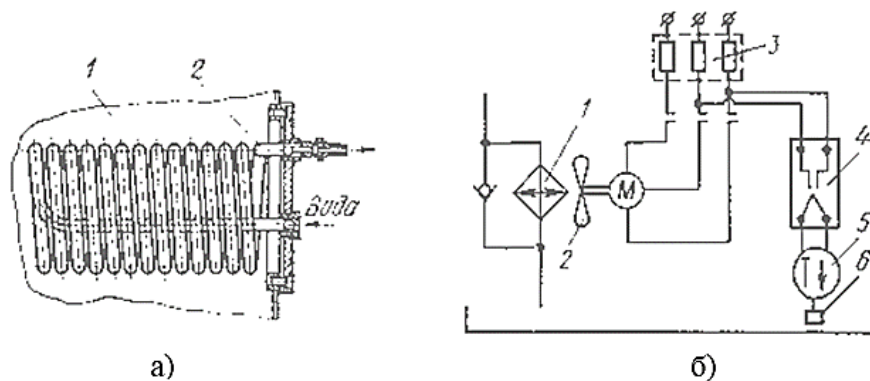


Рисунок 5.7.10 – Теплообменники

а – с водяным охлаждением; 1 – бак; 2 – змеевик;
 б – с воздушным охлаждением; 1 – радиатор; 2 – вентилятор; 3 – магнитный пускатель; 4 – реле; 5 – терморегулятор; 6 – датчик температуры

Теплообменники с воздушным охлаждением выполняют по типу автомобильных радиаторов или в виде труб, оребренных для увеличения поверхности теплопередачи. Для увеличения эффективности теплопередачи поверхность теплообменника обдувается воздухом от вентилятора.

Для поддержания постоянной температуры рабочей жидкости может быть применен автоматический терморегулятор (рисунок 5.7.10, б). При повышении температуры рабочей жидкости реле 4 терморегулятора 5 замыкает цепь магнитного пускателя 3 электродвигателя, на валу которого установлен вентилятор 2. Поток воздуха обдувает теплообменник 1. При уменьшении температуры ниже заданного уровня электродвигатель вентилятора отключается. Терморегулятор работает от датчика температуры 6.

Гидравлические линии

В гидросистемах машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой гидролиниями. Гидролинии должны обладать:

- достаточной прочностью;
- минимальными потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений;
- отсутствием утечек жидкости;
- отсутствием в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные применяют при высоких давлениях (до 320 ат). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в

гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация). Медные трубопроводы при меньших давлениях (до 50 ат), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы, и применяются для дренажных линий.

Гибкие трубопроводы (рукава) бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления *резиновых рукавов* применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рисунок 5.7.11). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновый рукав уменьшают пульсацию давления в гидросистеме. Они имеют следующие недостатки: подвижность при изменении давления; снижение общей жесткости гидросистемы; малая долговечность (1,5...3 года). Поэтому при проектировании гидросистем машин резиновых рукавов следует по возможности избегать.

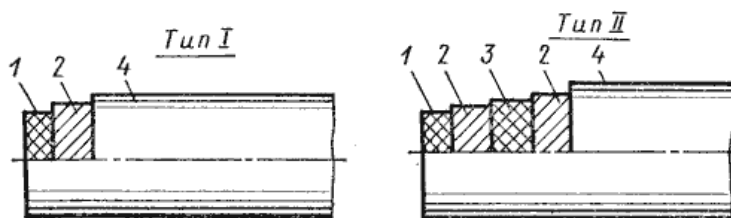


Рисунок 5.7.11 – Схемы конструкции рукавов с оплеткой
 1 – внутренний резиновый слой; 2 – металлическая оплетка;
 3 – промежуточный резиновый слой; 4 – наружный резиновый слой

Металлические рукава (рисунок 5.7.12) имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку. Между витками ленты находится уплотнитель. Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 С, а с асбестовым уплотнением – до 300 С. Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.

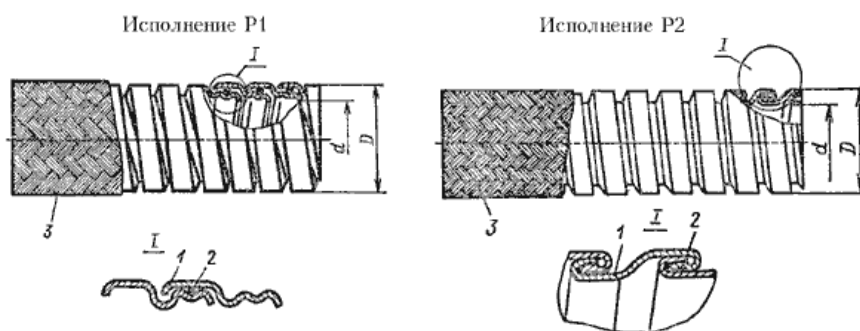


Рисунок 5.7.12 – Металлические рукава
 1 – профилированная лента; 2 – уплотнитель; 3 – проволочная оплетка

Соединениями отдельные трубы и гидроагрегаты монтируются в единую гидросистему. Кроме того, соединения применяют и тогда, когда в гидросистеме необходимо предусмотреть технологические разъемы. Соединения могут быть неразборными и разборными.

Неразборные соединения применяют в недемонтируемых гидросистемах. Для соединения труб применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми с скошенными под углом 30 концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25...30% по сравнению с применением разборных соединений.

Разборные соединения (неподвижные и подвижные) – это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

Неподвижное разборное соединение может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по *наружному конусу* (рисунок 5.7.13) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера 3 и накидной гайки 4. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки. Недостатками такого соединения являются: уменьшение прочности трубы в месте раструба; возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин; сравнительно большой момент затяжки накидной гайки; небольшое количество переборок; применение специализированного инструмента для развальцовки.

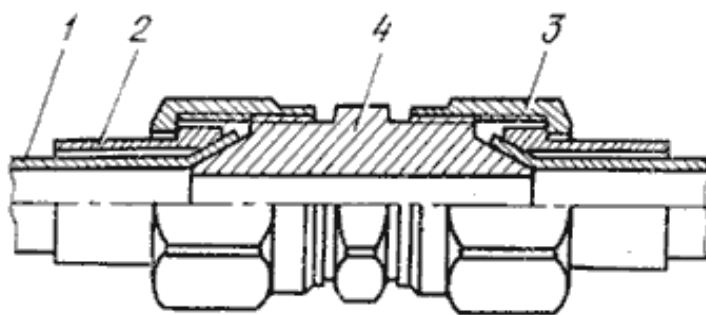


Рисунок 5.7.13 – Соединение по наружному конусу

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рисунок 5.7.14) состоит из ниппеля 4, приваренного или припаянного к трубе 5, штуцера 2 и накидной гайки 1. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля к внутренней поверхности штуцера и затяжкой накидной гайки. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекосяк труб.

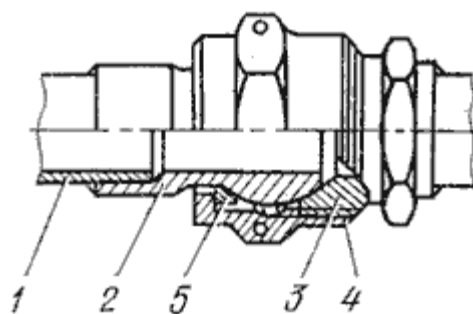


Рисунок 5.7.14 – Соединение по внутреннему конусу

Соединение с *врезающимся кольцом* (рисунок 5.7.15) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накидной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхностью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.

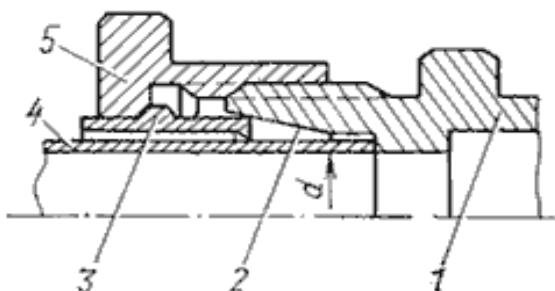


Рисунок 5.7.15 – Соединение с врезающимся кольцом

К неподвижным разборным соединениям относится и *фланцевое соединение* (рисунок 5.7.16), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

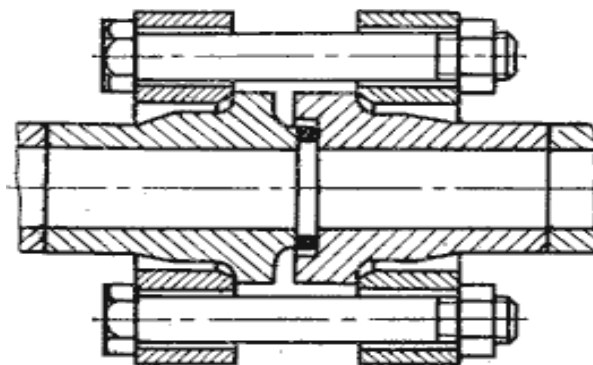


Рисунок 5.7.16 – Фланцевое соединение

Подвижное разборное соединение применяется в гидросистемах землеройных, строительных, лесных и других машин. Здесь нередко применяют гидроцилиндры, которые должны поворачиваться на небольшой угол относительно оси, проходящей через точку крепления гидроцилиндра. При монтаже таких гидросистем применяют подвижные соединения, имеющие одну, две и более степеней свободы. На рисунке 5.7.17, а приведено поворотное соединение с одной степенью свободы, которое состоит из штуцера 1 и закрепленного на нем поворотного угольника 2. От осевого перемещения угольник стопорится шайбой 3 и кольцом 4. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми кольцами 5 с защитными шайбами 6.

Другим примером подвижного соединения является свернутый в спираль трубопровод (рисунок 5.7.17, б). В этом случае спираль необходимо закрепить в двух точках (точки 1 и 2). Во время поворота гидроцилиндра спираль может растягиваться. Такой способ соединения может обеспечивать несколько степеней свободы.

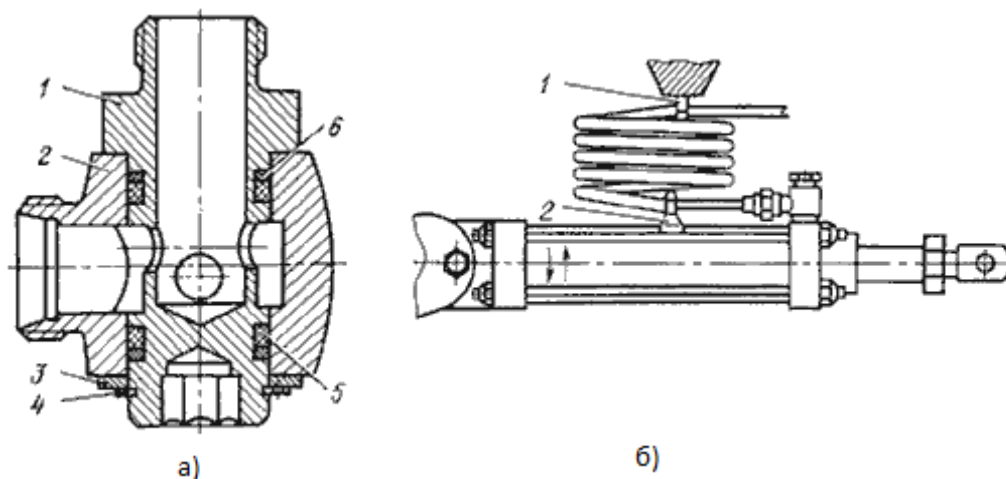


Рисунок 5.7.17 – Подвижное разборное соединение
а – шарнирное; б – в виде трубы, свернутой в спираль

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рисунок 5.7.18, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2. При давлениях до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рисунок 5.7.18, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, который своей конусной поверхностью вдавливает конец рукава в резьбу муфты и зажимает его. Для давлений более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накладной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.

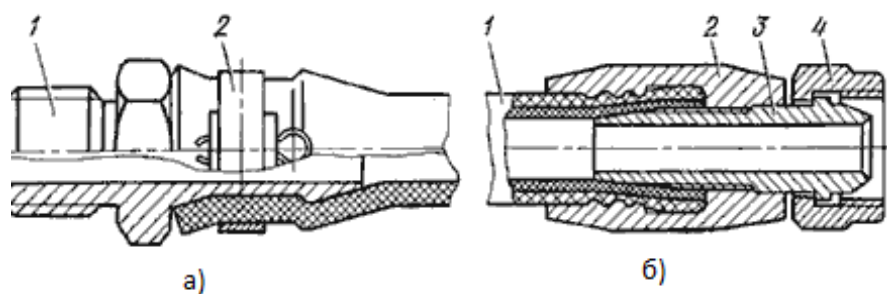


Рисунок 5.7.18 – Заделка концов рукавов
 а – при давлении до 0,5 МПа; б – при давлении свыше 10 МПа

Гидравлическим аккумулятором называется гидроемкость, предназначенная для аккумуляции энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего использования этой энергии в гидроприводе. В зависимости от носителя потенциальной энергии гидроаккумуляторы подразделяют на грузовые, пружинные и пневматические.

Грузовой аккумулятор (рисунок 5.7.19, а) состоит из цилиндра 1, плунжера 2 и груза 3 весом $2G$. При зарядке плунжер поднимается (происходит увеличение потенциальной энергии), при разрядке – опускается. Давление разрядки постоянно, но громоздкость ограничивает их применение.

Пружинный аккумулятор (рисунок 5.7.19, б) состоит из цилиндра 2, поршня 1, пружины 3, помещенной в корпусе 4. Зарядка и разрядка происходит через отверстие 5. Они компактны, но есть недостаток - неравномерность давления в начале и в конце цикла разрядки, малый полезный объем.

Пневмогидравлический аккумулятор (рисунок 5.7.19, в) с упругим разделителем состоит из баллона 1 и эластичной диафрагмы 2, закрепленной в верхней части аккумулятора. Зарядку газом производят через отверстие 4, а рабочей жидкостью через отверстие 3. Верхняя часть заполняется газом до начального давления P_H , соответствующего минимальному рабочему P_{min} в гидросистеме. Рабочая жидкость заполняет нижнюю часть до давления P_{max} , равного максимальному давлению в гидросистеме. Газ сжимается также до давления P_{max} . Когда давление в гидросистеме станет меньше P_{max} , рабочая жидкость вытесняется из гидроаккумулятора. Кольцо 5 предохраняет диафрагму от продавливания и повреждения. Достоинства: не требует частой подзарядки газом; безынерционен; пригоден к эксплуатации после длительного перерыва в работе и устанавливается в любом положении.

Гидроаккумуляторы поддерживают на заданном уровне давление, компенсируют утечки, сглаживают пульсацию давления, создаваемую насосами, выполняют функцию демпфера, предохраняют систему от забросов давления вызванных наездом машин на дорожные препятствия. Так же используются для достижения большей скорости холостого хода при совместной работе с насосами.

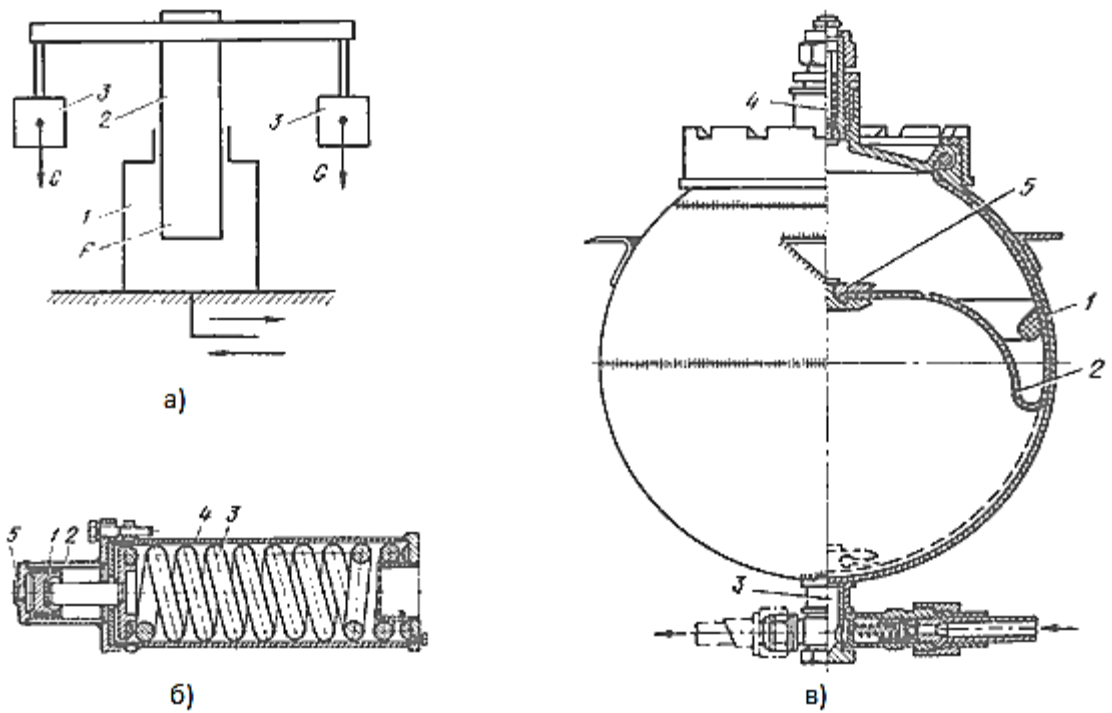


Рисунок 5.7.19 – Гидроаккумуляторы
 а – грузовой; б – пружинный; в – пневмогидравлический с упругим разделителем

В схеме на рисунке 5.7.20 гидроаккумулятор 5 выполняет функцию компенсатора утечек и поддерживает постоянное давление в гидроприводе машины для удержания груза.

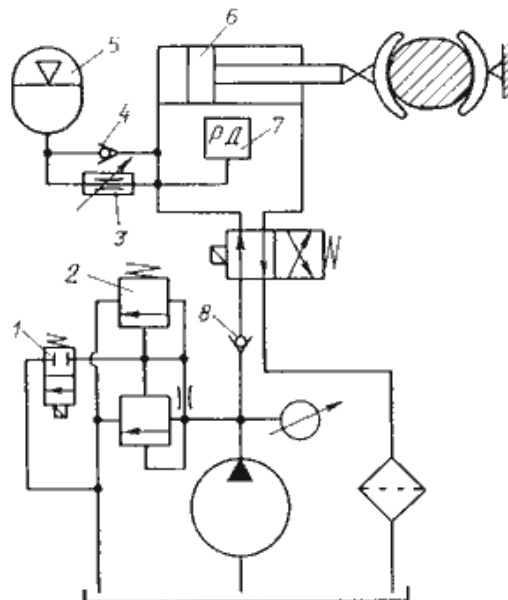


Рисунок 5.7.20 – Схема включения гидроаккумулятора для компенсации утечек
 1 – распределитель; 2 – предохранительный клапан непрямого действия;
 3 – дроссель; 4, 8 – обратный клапан; 5 – гидроаккумулятор;
 6 – гидроцилиндр; 7 – реле давления

При наложении грузозахватного органа на груз насос клапаном 2 разгружен, а требуемое давление в рабочей полости гидроцилиндра 6 поддерживается гидроаккумулятором. Обратный клапан 8 в этой схеме блокирует аккумулятор от линии слива при разгруженном насосе. Распределитель 1 управления клапаном 2 включается от реле давления 7, которое настраивают на рабочее давление. Дроссель 3 служит для регулирования расхода при разрядке аккумулятора. Зарядка аккумулятора происходит через обратный клапан 4 в конце сжатия груза.

По сравнению с безаккумуляторным рассмотренный гидропривод имеет меньшие габарит, массу и может быть более экономичным, так как потребляемая насосом мощность будет меньше за счет уменьшения времени работы насоса под нагрузкой.

Тема 5.8 Методика проектного расчета ОГП

Исходные данные для проектного расчета

Исходными данными при проектировании ОГП вращательного движения являются:

- максимальный момент $M_{им}$ сопротивления на валу приводимого гидромотором роторного механизма и частота $n_{им}$ его вращения;
- технологические требования к приводу (необходимость реверса направления вращения, регулирования частоты вращения, циклограмма работы привода и т. д.);
- длины участков гидролиний, их геометрические параметры, наличие крутых и плавных поворотов;
- температурный диапазон эксплуатации привода.

Последовательность определения рабочих параметров ОГП

Рекомендуется использовать следующий порядок определения рабочих параметров гидравлического привода:

- разработка принципиальной гидравлической схемы ОГП, удовлетворяющей технологическим требованиям к приводу роторного исполнительного механизма;
- определение длин участков гидролиний, вида и количества местных сопротивлений, гидроаппаратов и вспомогательных устройств в них;
- выбор рабочего давления привода;
- выбор рабочей жидкости (РЖ), удовлетворяющей условиям эксплуатации привода;
- выбор гидромотора;
- определение потока РЖ в гидросистеме;
- выбор типоразмеров гидроаппаратов и вспомогательных устройств;

- гидравлический расчет трубопроводов ОГП;
- выбор насоса, определение частоты вращения его вала;
- определение мощности приводного двигателя, КПД гидропривода;
- тепловой расчет ОГП.

Разработка принципиальной гидравлической схемы

Структура принципиальной гидравлической схемы ОГП, количество и вид используемых гидроаппаратов и вспомогательных устройств разрабатываются с учетом технологических требований к приводу и условий эксплуатации привода.

Технологические требования определяют характер движения вала гидромотора (необходимость регулирования скорости, необходимость реверсирования направления вращения, «жесткая» остановка приводимого механизма или возможность выбега по инерции и т. д.) и должны быть учтены при разработке принципиальной гидравлической схемы включением соответствующих направляющих и регулирующих гидроаппаратов.

Условия эксплуатации привода учитываются включением в принципиальную гидравлическую схему соответствующих вспомогательных устройств (фильтров, теплообменников, гидроаккумуляторов и т. п.).

Для защиты привода от перегрузок в схему включаются предохранительные клапаны.

При разработке принципиальной гидравлической схемы ОГП вращательного движения может использоваться как замкнутая, так и разомкнутая схемы циркуляции РЖ.

По замкнутой схеме циркуляции РЖ выполняются приводы, которые должны обеспечивать регулирование частоты вращения исполнительного механизма и (или) реверсирование направления его вращения. Каждый гидромотор приводится от отдельного насоса.

Обычно замкнутая схема циркуляции РЖ предполагает наличие дополнительного насоса подпитки с рабочим давлением, меньшим, чем у основного насоса. Основные элементы такого гидропривода представлены на рис. 1: регулируемый реверсивный насос Н1, приводной электродвигатель ЭД1 $n_{дв} = n_1 = const$ и нерегулируемый гидромотор М.

Компенсация утечек рабочей жидкости в замкнутой гидросистеме (Н1 – 1 – М – 2 – Н1) (рисунок 5.8.1) обеспечивается дополнительной системой подпитки Б – Н2 – 3 – КО. В эту систему входят: подпиточный насос Н2, приводной электродвигатель ЭД2, переливной клапан К3, поддерживающий постоянное давление подпитки $p = 0,3 - 0,5$ МПа, фильтр Ф и два обратных клапана КО1 и КО2. Насос подпитки Н2 через один из обратных клапанов (КО1 или КО2) соединен с линией всасывания основного насоса Н1 и обеспечивает

необходимый подпор на всасывании этого насоса. Если линия 1 является напорной линией замкнутой системы, то подпитка происходит через клапан КО2 в сторону линии 2 всасывания основного насоса. Другой обратный клапан КО1 в это время закрыт под действием большего, чем у насоса подпитки, давления в напорной линии 1. При реверсе направления вращения гидромотора линии всасывания и нагнетания основного насоса Н1 меняются местами и, соответственно, обратный клапан КО2 будет закрыт, а подпитка линии всасывания основного насоса Н1 будет осуществляться через обратный клапан КО1.

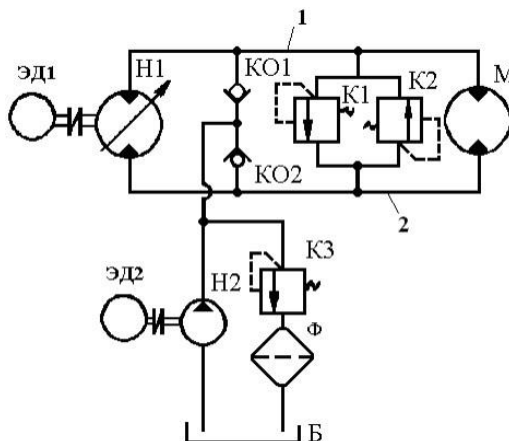


Рисунок 5.8.1 – ОГП с замкнутой схемой циркуляции РЖ

В гидроприводе имеются предохранительные клапаны К1 и К2, которые предохраняют ее от давления, превышающего установленное. При заданном направлении потока рабочей жидкости в гидросистеме выполняет свои функции тот предохранительный клапан, который соединен с напорной линией, например, клапан К1, если напорной линией является линия 1. Использование в приводе регулируемого насоса Н1 обеспечивает бесступенчатое регулирование частоты вращения вала гидромотора М.

Избыточная подача насоса Н2 через переливной клапан К3 и фильтр Ф отводится в гидробак, где РЖ выдерживается некоторое время для охлаждения.

В ОГП большой мощности, работающих по замкнутой схеме, для утилизации выделяющейся при работе теплоты обеспечивается принудительная прокачка части подачи насоса подпитки через внутренние полости гидромотора и насоса с отводом этого потока РЖ в теплообменник.

Типовая схема такого регулируемого реверсивного ОГП приведена на рисунке 5.8.2.

Управление подачей основного регулируемого аксиально-плунжерного насоса Н1 осуществляется с помощью однокаскадного золотникового гидравлического усилителя мощности с обратной кинематической связью (дресселирующий золотник Р1 и гидроцилиндры б, обеспечивающие заданный угол наклона диска насоса). Нерегулируемый насос подпитки Н2

приводится от вала основного насоса Н1 и обеспечивает питание гидравлического усилителя мощности, а также подпитку линии всасывания основного насоса Н1 через обратные клапаны КО1 или КО2.

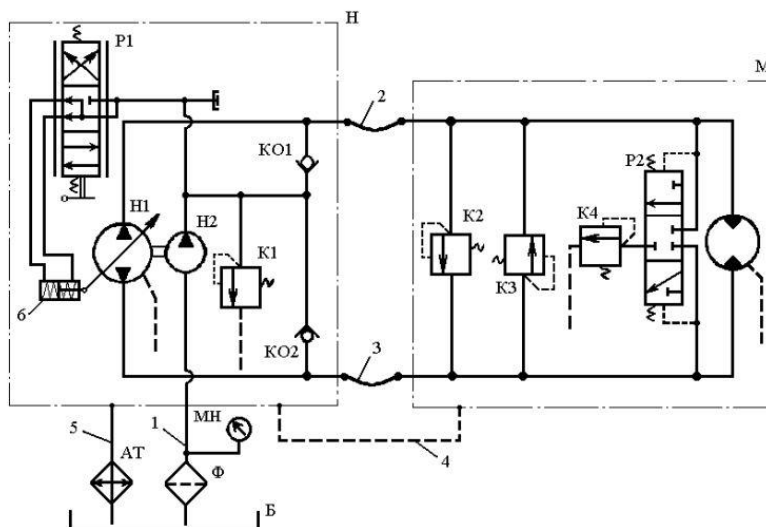


Рисунок 5.8.2 – ОГП большой мощности с замкнутой схемой циркуляции РЖ

При нейтральном положении золотника Р1 угол наклона диска основного насоса Н1 равен нулю и, соответственно, подача основного насоса Н1 равна нулю, вал гидромотора М остановлен. Вся подача насоса подпитки Н2 в этом случае через предохранительный клапан К1 отводится в корпус насоса Н1 и далее через теплообменник АТ в гидробак Б.

При отличном от нуля угле наклона диска основного регулируемого насоса Н1 вал гидромотора М начинает вращаться с частотой, пропорциональной углу наклона диска. При этом одна из гидролиний (2 или 3) становится напорной, вторая – линией всасывания.

При напорной гидролинии 2 насос подпитки через обратный клапан КО2 и гидролинию 3 обеспечивает подпитку основного насоса, а избыток подачи через золотниковый гидрораспределитель Р2 и предохранительный клапан К4 подает в корпус гидромотора М, далее по дренажной гидролинии 4 в корпус основного насоса Н1, из него через теплообменник АТ в гидробак Б. Гидрораспределитель Р2 за счет разности давлений в гидролиниях 2 и 3 автоматически смещается вниз от нейтрального положения и обеспечивает пропускание избытка подачи насоса подпитки из гидролинии 3 в предохранительный клапан К4 и далее в корпус гидромотора М.

При реверсировании подачи основного насоса Н1 гидросистема становится напорной. Насос подпитки Н2 через обратный клапан КО1 и гидросистему 2 обеспечивает подпитку основного насоса. Под действием более высокого давления в гидросистеме 3 гидрораспределитель Р2 смещается вверх от нейтрального положения и тем самым обеспечивает пропускание избытка

подачи насоса подпитки из гидролинии 2 в предохранительный клапан К4, корпус гидромотора М и далее через корпус основного насоса Н1 и теплообменник в гидробак.

Применение такой схемы замкнутой циркуляции РЖ обеспечивает интенсивный отвод теплоты от насоса и гидромотора с потоком прокачиваемой через их корпуса РЖ в теплообменник. Потребный объем РЖ в гидробаке существенно снижается, но корпуса насоса и гидромотора находятся под избыточным давлением и возрастают требования к уплотнениям вала этих гидромашин.

Разомкнутая схема циркуляции РЖ (рисунок 5.8.3) характерна для нерегулируемых приводов, в которых от одного насоса приводятся как один, так и несколько гидромоторов, а также для приводов с дроссельным регулированием частоты вращения вала гидромотора.

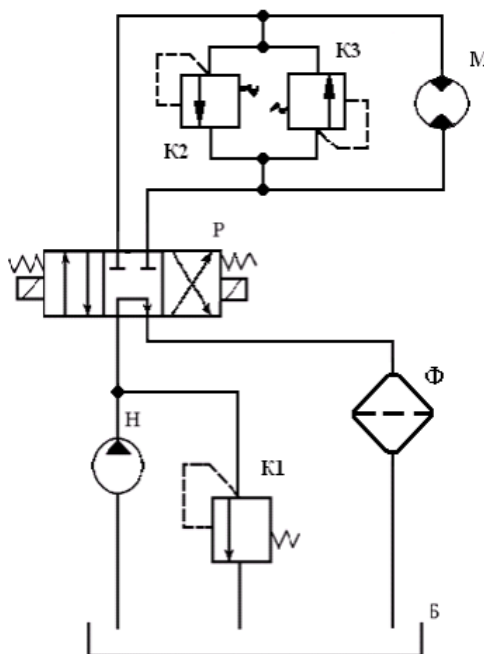


Рисунок 5.8.3 – ОГП с разомкнутой схемой циркуляции РЖ

Схемы с разомкнутой циркуляцией РЖ конструктивно проще схем с замкнутой циркуляцией. Требуемая частота вращения вала гидромотора обеспечивается выбором такой частоты вращения вала насоса, при которой компенсируются утечки в обеих гидромашинах и гидроаппаратах и обеспечивается необходимый расход через гидромотор.

При использовании гидрораспределителя с закрытыми в нейтральной позиции линиями нагнетания и слива гидромотора (как на рисунке 5.8.3) необходимо устанавливать предохранительные клапаны К2 и К3, которые защищают эти линии от повышения давления из-за инерционности приводимого исполнительного механизма при останове привода. Для защиты

насоса от перегрузок используется предохранительный клапан К1, настроенный на давление срабатывания несколько большее, чем клапаны К2 и К3.

Если по технологическим требованиям возможен свободный выбег вала гидромотора вместе с приводимым исполнительным механизмом, следует использовать золотниковый гидрораспределитель с открытым центром, у которого в нейтральной позиции золотника все линии сообщены. Тогда предохранительные клапаны К2 и К3 не нужны.

В схемах с разомкнутой циркуляцией РЖ могут использоваться регулируемые насосы. Тогда заданная частота вращения вала гидромотора обеспечивается за счет изменения рабочего объема насоса.

Выбор рабочего давления

Увеличение рабочего давления позволяет получить требуемую мощность привода при меньших расходах РЖ, и, соответственно, при малых габаритах и массе насоса, гидромотора и привода в целом. Поэтому приводы с высоким рабочим давлением обладают малой инерционностью и обеспечивают высокое быстродействие. Но при этом существенно возрастают требования к параметрам состояния РЖ, применяемым материалам, уплотнениям, фильтрам и стоимость эксплуатации привода. С другой стороны, для обеспечения большой мощности ОГП при малых (до 10 МПа) рабочих давлениях необходимо увеличивать расход через гидромотор, что приводит к увеличению габаритов, массы и инерционности привода, емкости гидробака. Поэтому в каждом конкретном случае рабочее давление проектируемого ОГП выбирается с учетом назначения привода и значений номинальных давлений используемых в горном машиностроении насосов, гидромоторов, гидроаппаратов и вспомогательных устройств.

Рабочие давления от 1,6 до 6,3 МПа характерны для вспомогательных приводов, обеспечивающих установочные движения исполнительных механизмов. Рабочие давления от 6,3 до 10 МПа применяются в приводах стационарных установок и навесных систем мобильных машин, а также в ОГП прицепных машин, питающихся от насоса тягача. В гидроприводах рабочих органов, механизмов передвижения, подачи и других подобных силовых приводах рабочее давление – 16 – 25 МПа, при жестких требованиях к габаритам и массе до – 32 МПа.

Рабочее давление p выбирается из стандартного ряда номинальных давлений.

Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость для ОГП выбирается с учетом величины рабочего давления, режима работы привода и температурных условий эксплуатации.

При рабочих давлениях до 10 МПа рекомендуемая кинематическая вязкость рабочей жидкости (при температуре 50 °С) $\nu = 0,2 \cdot 10^{-4} - 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; при давлениях 10 – 20 МПа $\nu = 0,6 \cdot 10^{-4} - 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Для гидроприводов с тяжелым режимом работы (частый реверс, изменение нагрузки на штоке во времени, дроссельное регулирование скорости) при прочих равных условиях следует выбирать РЖ с большей вязкостью, чем для гидроприводов с легким режимом работы (малые рабочие давления, постоянная нагрузка).

При выборе рабочей жидкости следует учитывать температурный диапазон эксплуатации привода. За нижний температурный предел применения РЖ принимают температуру на 10 – 15 °С выше ее температуры застывания. При максимальной положительной температуре РЖ в гидробаке (60 – 70 °С) ее вязкость должна быть не ниже минимального значения, при котором еще обеспечивается смазка пар трения без снижения объемного КПД.

Для наиболее распространенных типов роторных насосов определены минимальные и максимальные значения кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$ (таблица 5.8.1).

Таблица 5.8.1 – Минимальные и максимальные значения кинематической вязкости

	ν_{\min}	ν_{\max}
Аксиально-поршневые	$(0,06 - 0,08) \cdot 10^{-4}$	$(18 - 20) \cdot 10^{-4}$
Пластинчатые	$(0,10 - 0,12) \cdot 10^{-4}$	$(35 - 45) \cdot 10^{-4}$
Шестеренные	$(0,16 - 0,18) \cdot 10^{-4}$	$(45 - 50) \cdot 10^{-4}$

Для выбранной рабочей жидкости в тексте контрольной работы необходимо указать со ссылкой на литературу ее марку и следующие характеристики: температуру застывания, температуру вспышки, максимально допустимую температуру в объеме РЖ, плотность, вязкость при температуре 50 °С.

Выбор гидромотора

При выборе гидромотора следует рассмотреть два варианта привода исполнительного механизма: с соединением через редуктор, который увеличивает момент на валу гидромотора до величины $M_{\text{им}}$, или с непосредственным соединением валов гидромотора и механизма.

В первом (основном) варианте низкомоментные гидромоторы с $\frac{M_{2 \text{ ном}}}{n_{2 \text{ ном}}} < 10$ (здесь $M_{2 \text{ ном}}$ – номинальный момент гидромотора, Н·м; $n_{2 \text{ ном}}$ – номинальная частота вращения его вала, мин^{-1}) приводят исполнительный

механизм через редуктор с передаточным числом i_p . Крутящий момент на валу гидромотора

$$M_2 = \frac{M_{им}}{i_p \eta_{мр}},$$

а рабочая частота вала гидромотора

$$n_2 = i_p \cdot n_{им},$$

где $\eta_{мр}$ – механический КПД редуктора.

При выборе передаточного числа редуктора следует исходить из условия $M_{2\text{ ном}} \geq M_2$ с последующей проверкой получающейся рабочей частоты вала гидромотора на выполнение условия $n_{2\text{ ном}} \geq n_2$. Максимальная частота $n_{2\text{ max}}$, указываемая в каталогах, является кратковременно допустимой и не может быть использована в качестве рабочей из-за прогрессивного снижения ресурса гидромотора.

Во втором варианте обычно используются высокомоментные гидромоторы с $M_{2\text{ ном}} \cdot n_{2\text{ ном}} > 10$. Рабочая частота n_2 вала гидромотора в этом случае равна частоте $n_{им}$ исполнительного механизма, крутящий момент M_2 на валу гидромотора равен моменту сопротивления $M_{им}$. Принятый типоразмер гидромотора также должен соответствовать условиям $M_{2\text{ ном}} \geq M_2$ и $n_{2\text{ ном}} \geq n_2$. Кроме того, необходима проверка условия $n_2 \geq n_{2\text{ min}}$, где $n_{2\text{ min}}$ – минимально допустимая для данного гидромотора устойчивая частота вращения вала.

После выбора гидромотора следует определить расчетное давление $p_{1р}$, которое должен развивать насос для обеспечения крутящего момента M_2 (Н·м) на валу выбранного гидромотора:

$$p_{1р} = \frac{2\pi M_2}{V_{о2} \eta_{м2} \eta_{Г}}, \text{ Па},$$

где $V_{о2}$ – рабочий объем гидромотора, м³;

$\eta_{м2}$ – механический КПД гидромотора (определяется по приведенным в каталоге значениям общего η_2 и объемного $\eta_{о2}$ КПД, $\eta_{м2} = \frac{\eta_2}{\eta_{о2}}$, т. к. $\eta_{Г2} = 1$);

$\eta_{Г}$ – предварительно принятое значение гидравлического КПД гидропередачи ($\eta_{Г} = 0,90 - 0,93$).

С учетом неизбежных потерь давления на преодоление сопротивления гидравлического тракта ОГП оптимальное значение $p_{1р} = (0,94 - 0,90)$ от выбранного рабочего давления привода. При меньших значениях $p_{1р}$ гидромотор будет недогружен и КПД привода снизится.

Полученное значение $p_{1р}$ сравнивается с принятым из стандартного ряда давлений рабочим давлением p . Если $p_{1р} > p$, то при непосредственном соединении валов гидромотора и исполнительного механизма следует выбрать

следующий типоразмер гидромотора с большим рабочим объемом V_{o2} , при котором выполняется условие $p_{1p} > p$.

При соединении валов гидромотора и роторного механизма через редуктор необходимо либо увеличить (в разумных пределах) передаточное число i_p , либо выбрать следующий типоразмер гидромотора с большим рабочим объемом V_{o2}

При увеличении передаточного числа редуктора необходимо снова проверить условие $\eta_2 = i_p \eta_{им} \leq n_{2 ном}$. Если условие не выполняется, следует рассмотреть вариант использования другого типа гидромотора или двух гидромоторов меньшего типоразмера, работающих с половинной нагрузкой.

Для выбранного гидромотора следует указать (со ссылкой на литературу) тип и обозначение и привести значения его номинального крутящего момента, номинальной, минимальной и максимальной частоты вращения вала, рабочего объема, общего, объемного и механического КПД.

Определение расхода рабочей жидкости в гидросистеме

Расход Q_2 через гидромотор для обеспечения требуемой частоты n_2 вращения вала гидромотора, c^{-1} :

$$Q_2 = \frac{n_2 V_{o2}}{\eta_{o2}}, \frac{м^3}{с},$$

где η_{o2} – объемный КПД гидромотора.

Необходимая расчетная подача насоса с учетом утечек в насосе и гидроаппаратах

$$Q_{1p} = \frac{Q_2}{\eta_{o1} \eta_{oa}},$$

где η_{o1} – предварительно принятый объемный КПД насоса;

η_{oa} – предварительно принятый объемный КПД гидроаппаратов.

Объемные КПД насосов при предварительных расчетах:

- шестеренных – 0,75 – 0,9;
- роторно-пластинчатых – 0,65 – 0,8;
- аксиально-поршневых – 0,94 – 0,97;
- радиально-поршневых – 0,7 – 0,85.

Объемный КПД гидроаппаратов для предварительных расчетов $\eta_{op} = 0,95 - 0,97$.

Выбор гидроаппаратов и вспомогательных устройств

Необходимые гидроаппараты и вспомогательные устройства выбираются в соответствии с принятой принципиальной гидравлической схемой ОГП.

Типоразмеры направляющих и регулирующих гидроаппаратов (гидравлических распределителей, обратных клапанов и гидрозамков, переливных и редуционных клапанов, дросселей и регуляторов потока, сумматоров и делителей потока) выбираются по условию пропуска ими расчетной подачи Q_{1p} без превышения рабочего давления p .

Предохранительные и переливные клапаны выбираются из условия пропуска расчетной подачи Q_{1p} при давлении открытия p_{\max}

Типоразмер фильтра выбирается по каталогу из условия, что его номинальный расход (пропускная способность) не меньше потока РЖ в месте установки фильтра, а номинальная тонкость фильтрации соответствует величине зазоров сопряженных деталей гидромашин и гидроаппаратов. Для ОГП с рабочим давлением до 6,3 МПа (пластинчатые гидромашин) – рекомендуемая номинальная тонкость фильтрации $\delta = 63 - 80$ мкм, с рабочим давлением до 10 МПа (шестеренные и героторные гидромашин) – $\delta \leq 80$ мкм. При использовании радиально-поршневых и аксиально-поршневых гидромашин для рабочих давлений до 16 МПа – $\delta = 25 - 40$ мкм, больше 16 МПа – $\delta = 10 - 15$ мкм.

Для выбранных гидроаппаратов и вспомогательных устройств должны быть указаны со ссылкой на литературу: тип и обозначение, номинальный расход, диапазон рабочих давлений или максимальное давление, возможные утечки РЖ, перепад давления (потери давления). Для фильтров указать также номинальную тонкость фильтрации.

Определение потерь давления в гидравлическом тракте ОГП

Уточненная потребная подача насоса с учетом утечек в гидроаппаратах

$$Q_1 = Q_2 + \sum \Delta Q_{ут},$$

где $\sum \Delta Q_{ут}$ – суммарные утечки в выбранных гидроаппаратах и вспомогательных устройствах.

Расчет потерь давления выполняется по участкам гидравлического тракта ОГП. Под участком понимается часть гидролинии между разветвлениями, пропускающая одинаковый расход и имеющая одинаковый диаметр. Участок может представлять собой прямой трубопровод или на нем могут быть расположены различные местные сопротивления (колена, тройники, крестовины, штуцеры и т. п.) и гидроаппараты.

Внутренний диаметр гидролинии выбирается из условия обеспечения требуемого потока Q_1 рабочей жидкости с принятым значением средней скорости v .

Рекомендуемые скорости рабочей жидкости в трубопроводах:

- для всасывающих трубопроводов – 0,5 – 1,5 м/с;
- для сливных трубопроводов – 2 – 3 м/с;
- для нагнетательных трубопроводов – 3 – 5 м/с;

Для длинных трубопроводов (с отношением длины к диаметру больше 100) эти значения скоростей уменьшаются на 30 – 50 %.

При значениях Q_1 в м³/с и скорости v в м/с внутренний диаметр трубопровода круглого сечения

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q_1}{\pi v}}, \text{ м,}$$

при значениях Q_1 в л/мин и v в м/с

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_1}{v}}, \text{ м.}$$

Полученное значение d округляется до ближайшего из стандартного ряда. Затем по принятому диаметру i -го участка трубопровода уточняется действительная средняя скорость рабочей жидкости на этом участке.

Гидравлические потери Δp в тракте ОГП слагаются из потерь Δp_T на гидравлическое трение по длине трубопроводов, потерь Δp_M в местных сопротивлениях и потерь Δp_a в гидроаппаратах и вспомогательных устройствах.

Потери давления на трение на i -м участке

$$\Delta p_T = \lambda \frac{I_i \rho v_i^2}{d_i 2}, \text{ Па,}$$

где λ – коэффициент сопротивления по длине;

I_i и d_i – длина и диаметр i -го участка трубопровода, м;

v_i – средняя скорость на этом участке, м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Для вычисления коэффициента λ необходимо определить число Рейнольдса $Re = \frac{vd}{\nu}$, где ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, м²/с.

При ламинарном режиме движения жидкости ($Re < 2300$) для металлических трубопроводов $\lambda = 75/Re$, для резинометаллических гибких рукавов $\lambda = (80 - 100)/Re$.

При турбулентном режиме ($Re \geq 2300$) величина λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости Δ/d , где Δ – средняя эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость стенок трубопровода. По формуле Альтшуля для турбулентного режима

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

Для новых стальных бесшовных труб и гибких рукавов $\Delta = 0,3$ мм; для труб, бывших в эксплуатации, $\Delta = 0,2$ мм. Трубы из цветных металлов и трубопроводы, для которых $Re \Delta/d < 10$, считаются гидравлически гладкими. Для них

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

При $Re > 10^5$ для стальных труб и гибких рукавов значение $\lambda = 0,02$.

Потери давления от местных сопротивлений

$$\Delta p_M = \xi \rho \frac{v^2}{2}, \text{ Па,}$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления (коэффициент потерь).

Потери давления Δp_a в гидроаппаратах (клапаны, делители и сумматоры потока, дроссели, распределители и т. п.) и вспомогательных устройствах (фильтры, теплообменники, калориферы) указываются в их технических характеристиках. При отсутствии таких данных величина Δp_a рассчитывается как потери от местного сопротивления с заданным значением ξ .

Для последовательно соединенных участков гидравлического тракта ОГП гидравлические потери определяют суммированием потерь давления на всех участках. При параллельном соединении участков потери рассчитываются отдельно для каждой параллельной ветви. За расчетное значение потерь на параллельном соединении принимается наибольшее из них.

Суммарные потери давления в гидравлическом тракте ОГП

$$\Delta p = \sum \Delta p_T + \sum \Delta p_M + \sum \Delta p_a$$

Выбор насоса, определение частоты вращения его вала

Действительное рабочее давление, развиваемое насосом:

$$p_1 = p_2 + \Delta p.$$

Уточненное значение гидравлического КПД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta p}{p_1}.$$

По известным значениям потребной подачи Q_1 насоса и действительного рабочего давления p_1 из каталога выбирается насос с наиболее близким к рабочему давлению p_1 номинальным давлением $p_{1\text{ном}} \geq p_1$ и номинальной подачей $Q_{1\text{ном}} \geq Q_1$.

Рабочая частота вращения вала насоса n_1 в с^{-1} (при Q_1 в $\text{м}^3/\text{с}$ и рабочем объеме V_{o1} в м^3), при которой будет обеспечена заданная частота вращения n_2 вала гидромотора:

$$n_1 = \frac{Q_1}{V_{o1} \eta_{o1}}$$

или

$$n_1 = n_2 \frac{V_{o2}}{V_{o1}} \cdot \frac{1}{\eta_{o1} \eta_{o2}}.$$

Рабочая частота не должна превышать номинальную частоту $n_{1ном}$

Если условие $n_1 \leq n_{1ном}$ не выполняется, следует выбрать из каталога следующий типоразмер насоса с большим рабочим объемом V_{01} , при котором это условие соблюдается. При этом следует проверить, чтобы частота n_1 была больше минимально допустимой частоты по условиям всасывания для данного типа насоса. Если минимальная частота в каталоге не указана, следует руководствоваться следующими данными по n_{1min} :

- для аксиально-поршневых и радиально-поршневых насосов – 60 мин^{-1} ;
- для шестеренных – 100 мин^{-1} ;
- для роторно-пластинчатых – 300 мин^{-1} .

Если это требование $n_1 > n_{1min}$ не выполняется, следует выбрать другой тип насоса или использовать два одинаковых насоса с подачей каждого $Q_1/2$, работающих параллельно.

Мощность приводного двигателя, КПД гидропривода

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_1 = \frac{p_{1д} Q_1}{1000}, \text{ кВт.}$$

Полезная мощность, развиваемая гидромотором:

$$N_2 = \frac{M_1 \omega_2}{1000} = \frac{2\pi n_2 M_2}{1000}, \text{ кВт,}$$

где $\omega_2 = 2\pi \cdot n_2$ – угловая скорость вала гидромотора, рад/с;

n_2 – частота вращения вала гидромотора в с^{-1} .

Коэффициент полезного действия объемной гидропередачи

$$\eta_{гп} = \frac{N_2}{N_1}.$$

При определении мощности приводного двигателя для насоса необходимо учесть его рабочий режим, исходя из характера нагрузки гидропривода. Можно выделить три режима работы гидроприводов:

– продолжительный – работа с постоянной нагрузкой в течение длительного времени, соизмеримого с постоянной времени нагрева двигателя или с постоянной времени нагрузки, повторяется часто;

– кратковременный – работа с кратковременным действием пиковой нагрузки, при которой развиваемое насосом давление больше номинального; время работы вхолостую или со значительно меньшей нагрузкой или время стоянки несоизмеримо больше времени работы и постоянной времени нагрузки;

– повторно-кратковременный – работа с повторно-кратковременной нагрузкой, чередование соизмеримых по времени периодов нагрузки и работы вхолостую.

Двигатель привода с продолжительным режимом работы следует выбирать по номинальному режиму, определяемому максимально необходимой подачей насоса при максимальном давлении нагнетания насоса.

Мощность двигателя (кВт) в этом случае определяют по формуле

$$N = 2\pi M_{\text{ДВ}} n_{\text{ДВ}} = \frac{k Q_1 p_1}{\eta_1},$$

где $M_{\text{ДВ}}$ – момент на валу двигателя, Н·м;

$n_{\text{ДВ}}$ – частота вращения двигателя, с⁻¹;

$k = 1,0 - 1,1$ – коэффициент запаса;

Q_1 – подача насоса, м³/с;

p_1 – давление нагнетания насоса, Па;

η_1 – КПД насоса.

При кратковременном действии нагрузки двигатель можно выбирать по перегрузочному режиму (момент больше номинального). В этом случае момент для перегрузочного режима определяют по формуле

$$M_{\text{ДВmax}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{V_{01} p_{1\text{max}}}{\eta_{1\text{max}}} k,$$

где V_{01} – рабочий объем насоса в перегрузочном режиме, м³;

$p_{1\text{max}}$ – давление нагнетания перегрузочного режима, Па;

$\eta_{1\text{max}}$ – полный КПД насоса при $p_{1\text{max}}$ и V_{01} ;

$k = 1,0 - 1,05$ – коэффициент запаса.

Номинальный момент на валу насоса

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{V_{01} p_{1\text{НОМ}}}{\eta_{\text{НОМ}}}$$

где $\eta_{\text{НОМ}}$ – полный КПД насоса при V_{01} и номинальном давлении $p_{\text{НОМ}}$.

Двигатель выбирают по перегрузочному моменту $M_{\text{ДВmax}}$ с проверкой по номинальному моменту насоса $M_{\text{НОМ}}$. Если номинальный момент насоса превышает номинальный момент двигателя, двигатель следует выбрать по номинальному моменту на валу насоса.

Для повторно-кратковременных режимов работы гидроприводов мощность двигателя определяют по средней мощности насоса:

$$N = N_{\text{ср}} = k \sum_i \frac{N_i}{\eta_i} \cdot \frac{t_i}{t_{\text{ц}}},$$

где k – коэффициент допустимой перегрузки для двигателя;

η_i – КПД насоса для i -го участка нагрузочной диаграммы;

N_i – полезная мощность насоса на i -м участке нагрузочной диаграммы;

t_i – время, в течение которого действует N_i ;

$t_{\text{ц}}$ – время цикла.

По мощности $N_{\text{ср}}$ выбирают двигатель соответствующей мощности. Номинальный момент $M_{\text{дв.ном}}$ выбранного двигателя сравнивают с эквивалентным моментом, определяемым по формуле

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{t_{\text{ц}}}},$$

где M_i – момент на валу двигателя на i -м участке нагрузочной диаграммы.

Если неравенство $M_{\text{ЭКВ}} \leq M_{\text{дв.ном}}$ не выполняется, то двигатель непригоден, так как при работе в этом режиме будет перегружен. В этом случае следует выбрать двигатель большей мощности по моменту $M_{\text{ЭКВ}}$, для которого соблюдается условие $M_{\text{дв.ном}} \geq M_{\text{ЭКВ}}$.

Если насос приводится через промежуточную передачу, то мощность приводного двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}}}, \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД передач от приводного двигателя к насосу.

Общий коэффициент полезного действия гидропривода

$$\eta = \frac{N_2}{N_{\text{дв}}}.$$

Тепловой расчет ОГП

При выполнении теплового расчета ОГП можно использовать два подхода.

Первый заключается в выборе объема гидробака по минутному расходу гидродвигателя с последующим определением установившейся температуры рабочей жидкости и сравнением ее с допустимой температурой.

По второму заранее принимается установившаяся температура рабочей жидкости и затем определяется необходимый объем гидробака.

Количество выделяемой в ОГП теплоты G с учетом режима работы привода определяется величиной потеряннной мощности:

$$G = N_1 - N_2 = N_1 \cdot k_{\text{н}}(1 - \eta_{\text{ГП}}), \text{ Вт},$$

где N_1 – мощность, подводимая к насосу, Вт;

N_2 – полезная мощность, снимаемая с гидродвигателя, Вт;

$\eta_{\text{ГП}}$ – КПД объемной гидропередачи;

$k_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность работы привода под нагрузкой.

Режим работы гидропривода горной машины оценивается по продолжительности работы гидропривода под нагрузкой (учитывается коэффициентом $k_{\text{н}}$), степени использования номинального давления

(коэффициент k_D) и числу включений гидропривода в час или в течение рабочего цикла. Эти величины можно определить по циклограмме нагружения гидропривода. Например, коэффициент k_H определяется как отношение суммы отрезков времени T_i работы отдельных гидродвигателей, с учетом времени T_c совмещения операций, ко времени T всего рабочего цикла:

$$k_H = \frac{\sum T_i - T_c}{T} = \sum \tau_i - \tau_c,$$

где $\tau_i = T_i/T$ – относительное время операций;

$\tau_c = T_c/T$ – относительное время совмещения операций. Аналогично коэффициент k_D равен:

$$k_D = \frac{\sum T_{iH} - T_c}{T} = \sum \tau_{iH} - \tau_c,$$

где $\sum T_{iH}$ – суммарное время работы гидропривода с номинальным давлением (с номинальным моментом на валу гидромотора или номинальным усилием на штоке гидроцилиндра);

$\tau_{iH} = T_{iH}/T$ – относительное время работы привода с номинальной нагрузкой отдельных гидродвигателей.

При отсутствии циклограммы нагружения гидропривода значение коэффициента k_H можно принять в зависимости от режима работы гидропривода по средним опытным значениям, представленным в таблице 5.8.2.

Таблица 5.8.2 – Значение коэффициента k_H

Режимы работы	Число включений в час	Коэффициент продолжительности номинального давления k_D	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой k_H
Легкий	до 100	менее 0,4	0,1 – 0,3
Средний	100 – 200	0,4 – 0,7	0,3 – 0,5
Тяжелый	200 – 400	0,7 – 0,9	0,5 – 0,8
Весьма тяжелый	400 – 800	более 0,9	0,8 – 0,9

При тепловом расчете по первому варианту принимают полезный объем РЖ в гидробаке V_M равным: 1,2 – 2-минутной подаче насоса для мобильных машин и 2 – 3-минутной подаче насоса для стационарных установок.

Тогда установившаяся температура РЖ в гидробаке

$$t_y = t_b + \frac{G}{ak_{пр} \sqrt[3]{V_M^2}},$$

где t_b – температура окружающего воздуха;

a – эмпирический коэффициент;

$k_{пр}$ – коэффициент теплопередачи от РЖ к воздуху.

При отсутствии обдува $k_{пр}$ не превышает 15 Вт/(м²·°С). Для обдуваемых ОГП можно использовать опытные значения $k_{пр}$ (Вт/м²·°С), полученные в результате исследования теплового режима гидроприводов строительных и дорожных машин:

- для навесных экскаваторов 40 – 42;
- для ковшовых погрузчиков 38 – 40,5;
- для скреперов 36 – 39 и для бульдозеров 35 – 37.

Рассчитанная по последней формуле установившаяся температура t_y не должна превышать максимально допустимую температуру для выбранной РЖ. Если это условие не выполняется и потребный объем РЖ оказывается больше, следует определить количество теплоты G_6 , которое отводится поверхностями гидробака:

$$G_6 = ak_{пр}\Delta t_6 \sqrt[3]{V_M^2}.$$

Для отвода избыточной теплоты $G_p = G - G_6$ необходимо предусмотреть теплообменник – воздушно-масляный радиатор.

Площадь поверхности охлаждения потоком воздуха масляного радиатора S_p следует рассчитать на отвод избыточной теплоты G_p по формуле

$$S_p = \frac{G_p}{k_p \cdot \Delta t_p},$$

где k_p – коэффициент теплопередачи от РЖ к воздуху в радиаторе.

Расчетный перепад температур в масляном радиаторе принимается равным $\Delta t_p = 30 - 45$ °С.

Коэффициент k_p на основе анализа существующих конструкций масляных радиаторов принимается в пределах 35 – 120 Вт/(м²·°С).

При тепловом расчете по второму варианту задаются разностью температур $\Delta t_6 = |t_y| - t_b$, где $[t_y]$ – максимально допустимая температура для выбранной РЖ. Достаточный для охлаждения РЖ объем V гидробака

$$V = \sqrt{\left(\frac{G}{ak_{пр}\Delta t_6}\right)^3}, \text{ дм}^3$$

где $a = 0,060 - 0,069$ (в среднем 0,065) – эмпирический коэффициент.

Полный геометрический объем гидробака рассчитывается из условия его наполнения на 0,8 высоты и принимается по ближайшему большему значению, дм³, из стандартного ряда.

Тема 5.9 Регулирование скорости выходного звена ОГП

В гидроприводах, в которых гидродвигатели работают непродолжительно, необходимо устраивать системы разгрузки насоса от давления. Благодаря этому

уменьшаются эксплуатационные расходы, увеличивается КПД системы и повышается долговечность насоса.

Разгрузка через распределитель осуществляется путем соединения напорной линии насоса непосредственно через распределитель с баком. На рисунке 5.9.1, а показан момент разгрузки насоса при помощи трехпозиционного реверсивного распределителя с электромагнитным управлением. Разгрузка осуществляется при среднем положении плунжера за счет каналов, сделанных в плунжере золотника.

Разгрузка насоса с удержанием в гидромагистрали установившегося давления необходима для гидросистем машин с прижимом или зажимом деталей при их обработке (в станкостроении) или в гидросистемах, где продолжительное время должно поддерживаться высокое давление при отсутствии расхода. В таких случаях применяют гидроаккумуляторы. На рисунке 5.9.1, б представлена гидросхема, где разгрузка насоса с удержанием давления в гидромагистрали осуществляется следующим образом. После прижима штоком поршня груза 1 к упору начинается зарядка гидроаккумулятора 2. В это же время жидкость под высоким давлением по линии управления 3 подводится к напорному клапану 4.

Когда давление достигнет значения, на которое настроен клапан 4, он откроется и соединит напорную линию с гидробаком. Насос разгрузится от высокого давления, при этом обратный клапан 5 блокирует магистраль от слива, а нужное давление поддерживается гидроаккумулятором 2. Гидроаккумулятор при этом компенсирует утечки рабочей жидкости в гидроаппаратуре и перетечки в гидродвигателе.

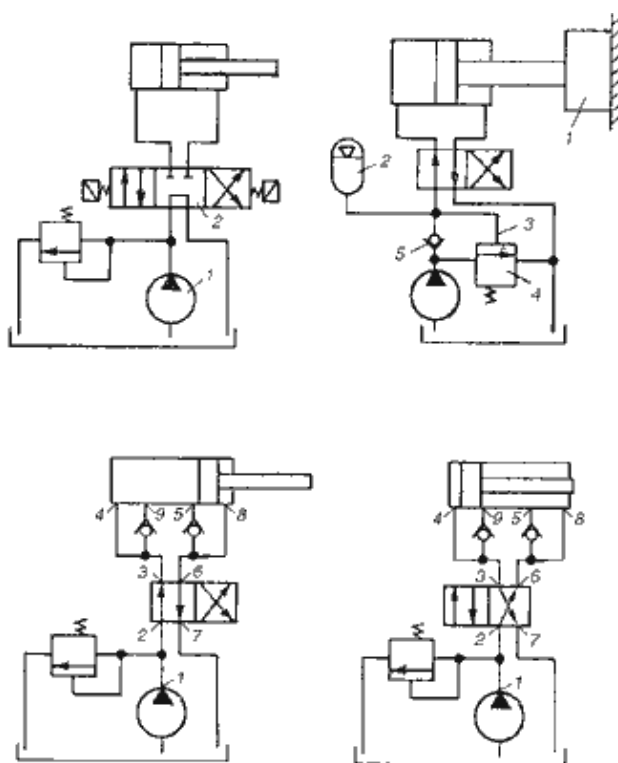


Рисунок 5.9.1 – Принципиальные схемы разгрузки насоса

Разгрузка насоса в положении «стоп» исполнительного механизма применяют в станках, работающих по циклам: рабочий ход – «стоп» – реверс – холостой ход. В этом случае к гидроцилиндру и гидромагистрали необходимо подключить обратные клапаны (рисунок 5.9.1, в, г). При достижении поршнем крайнего правого положения (рисунок 5.9.1, в) насос разгружается по линии 1-2-3-4-5-6-7, а при достижении крайнего левого положения (рисунок 5.9.1, г) – по линии 1-2-6-8-9-3-7.

Дроссельное регулирование

Очень часто во многих рабочих процессах необходимо изменять скорости движения выходных звеньев гидродвигателей. Изменение скорости может осуществляться разными способами. Одним из них является дроссельное управление.

Дроссельный способ регулирования скорости гидропривода с нерегулируемым насосом основан на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает полезной работы. Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, который устанавливается в системе либо последовательно с гидродвигателем, либо в гидролинии управления параллельно гидродвигателю.

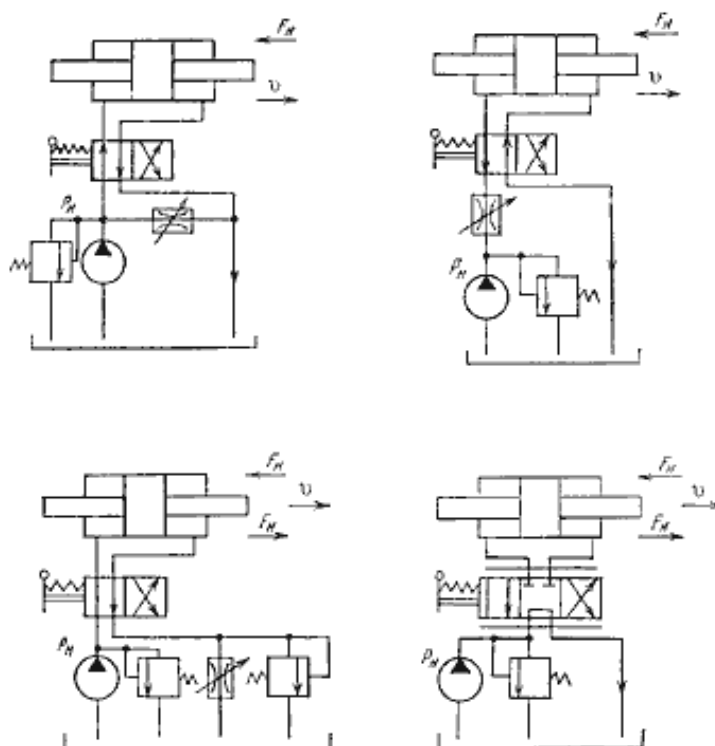


Рисунок 5.9.2 – Схемы гидроприводов с дроссельным управлением скоростью
 а – с параллельным включением дросселя; б – с дросселем на входе гидродвигателя;
 в – с дросселем на выходе гидродвигателя;
 г – с четырехлинейным дросселирующим распределителем

При *параллельном включении* дросселя (рисунок 5.9.2, а) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. один поток проходит через гидродвигатель, другой – через регулируемый дроссель.

Скорость поршня для этой схемы определится выражением

$$v = \frac{1}{S} \left(Q_n - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2F_n}{\rho S}} \right),$$

где S – эффективная площадь поршня;

Q_n – подача насоса;

$S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя;

μ – коэффициент расхода;

F_n – нагрузка на шток поршня;

ρ – плотность жидкости.

В такой системе при постоянной внешней нагрузке $F_n = const$, скорость движения будет изменяться от v_{min} до v_{max} при изменении $S_{др}$ от $S_{др max}$ до $S_{др} = 0$. Поскольку в рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса зависит от нагрузки $P_n = F_n/S$ и не является постоянной величиной, такую систему называют *системой с переменным давлением*. Клапан, установленный в системе, является предохранительным. Эта система позволяет регулировать скорость только в том случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (отрицательная нагрузка).

Последовательное включение дросселя осуществляется на входе в гидродвигатель, на выходе гидродвигателя, на входе и выходе гидродвигателя. При этом во всех трех случаях система регулирования скорости строится на принципе поддержания постоянного значения давления P_n на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан. Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название *система с постоянным давлением*.

Гидропривод с дросселем на входе (рисунок 5.9.2, б) допускает регулирование скорости только при отрицательной нагрузке. При положительной нагрузке, направленной по движению поршня, может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости, особенно при зарытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции.

Скорость движения поршня в таком гидроприводе определяется выражением

$$v = \mu \frac{S_{др}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_n - \left| \frac{F_n}{S} \right| \right)}.$$

Гидропривод с дросселем на выходе (рисунок 5.9.2, в) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы F_H изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив. Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена определится

$$v = \mu \frac{S_{др}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_H \pm \left| \frac{F_H}{S} \right| \right)}.$$

При установке дросселя на выходе в случаях больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень. Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

Недостатком дроссельного регулирования является то, что при регулировании часть энергии тратится на преодоление сопротивления в дросселе и предохранительном клапане, вследствие чего повышается температура жидкости, а это отрицательно сказывается на работе гидросистемы. При дроссельном регулировании снижается КПД гидропривода, и отсутствует постоянство скорости движения выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке.

Объемное регулирование

Для изменения скорости рабочих органов применяют системы, у которых вся жидкость от насосов поступает к гидродвигателю, а регулирование его скорости достигается изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя.

Ступенчатой регулирование, являясь разновидностью объемного, обычно осуществляется или путем подключения в систему различных по производительности насосов (различных по расходу гидродвигателей).

Изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра (рисунок 5.9.3) осуществляется в результате соединения одного или нескольких насосов 1 с линией слива (при помощи кранов 2). Обратные клапаны 3 в системе отключают разгруженный насос от линии высокого давления.

Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности Q_1 , Q_2 и Q_3 позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

Плавное изменение скорости движения выходного звена гидропривода реализуется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо двигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих машин.

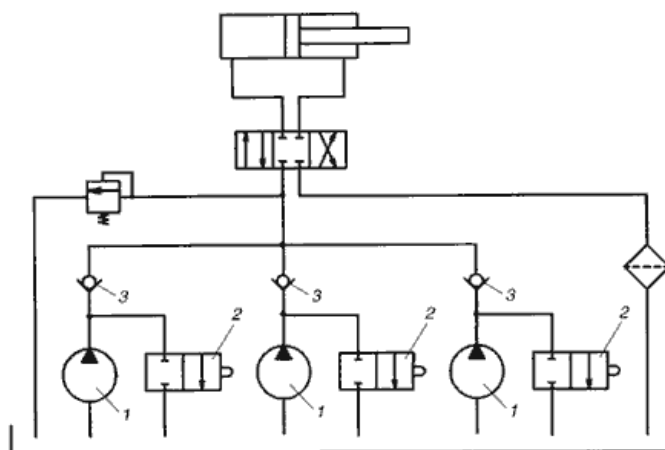


Рисунок 5.9.3 – Объемное ступенчатое регулирование

Регулирование путем изменения рабочего объема насоса может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного или вращательного движений.

На рисунке 5.9.4, а приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи насоса 4. Выражение для скорости движения штока при $F_H/S < P_K$ записывается в виде

$$v = \frac{e_H q_H n_H}{S} - r_c \frac{F_H}{P_K},$$

где q_H – максимальный рабочий объем насоса;

n_H – частота вращения насоса;

S – эффективная площадь поршня гидроцилиндра;

r_c – коэффициент объемных потерь системы, определяемый изменением объемного КПД насоса и гидродвигателя в функции давления (нагрузки);

F_H – нагрузка на шток поршня;

P_K – давление, на которое отрегулированы предохранительные клапаны;

e_H – параметр регулирования насоса, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному рабочему объему.

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса). При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении. Напорная и сливная гидролинии меняются местами. Для компенсации утечек в гидроприводе с замкнутой циркуляцией, а также для исключения возможности кавитации на входе в насос используется вспомогательный насос 3, осуществляющий подачу рабочей жидкости в систему гидропривода через обратные клапаны 5.

При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения. В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также максимальной подачей насоса, определяемый его рабочим объемом.

На рисунке 5.9.4, б представлена зависимость скорости движения и мощности на выходном звене гидропривода от параметра регулирования при постоянной нагрузке. Такая система объемного регулирования скорости получила наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных и подъемно-транспортных машин.

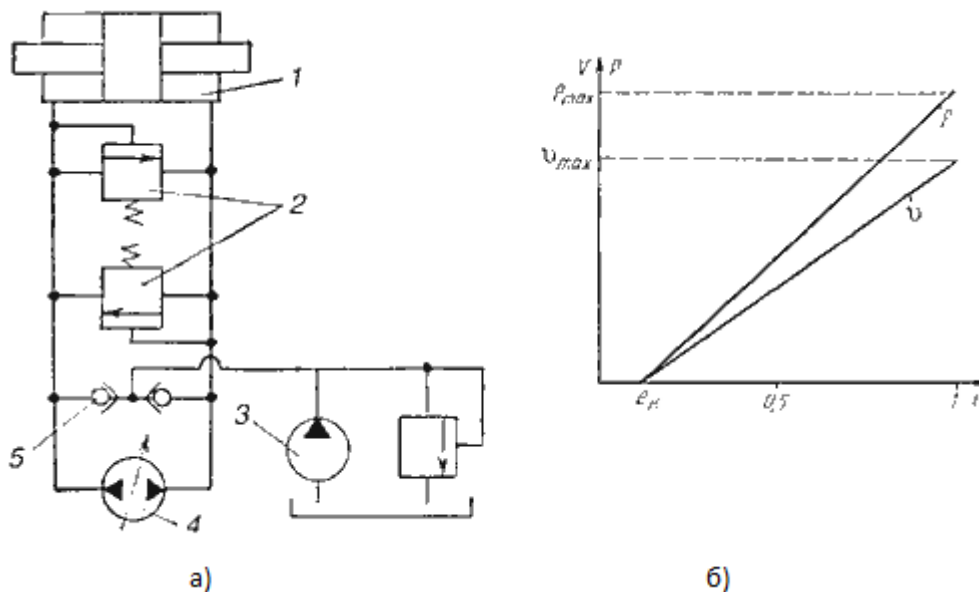


Рисунок 5.9.4 – Гидропривод с регулируемым насосом
 а – принципиальная схема; б – зависимость скорости и давления от параметра регулирования;

1 – гидроцилиндр; 2 – предохранительный клапан; 3 – вспомогательный насос;
 4 – регулируемый насос; 5 – обратный клапан

Регулирование путем изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (рисунок 5.9.5, а). В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий момент, развиваемый на выходном звене. Частота вращения вала гидромотора n_M при $P_1 < P_K$ определяется соотношением

$$v = \frac{q_H n_H - r_C P_1}{e_M q_{M \max}};$$

где $q_{M \max}$ – максимальный рабочий объем гидромотора;
 e_M – параметр регулирования гидромотора;

P_1 – давление в напорной гидролинии;

r_c – коэффициент объемных потерь (утечек) в системе.

Из выражения (рисунок 5.9.5) следует, что при $e_M \rightarrow 0$ n_M возрастает до бесконечности. Практически существует минимальное значение e'_M , при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным моменту внутреннего трения, и гидромотор тормозится даже при моменте нагрузки, равном нулю ($P_1 = 0$).

На рисунке 5.9.5, б представлена зависимость частоты вращения и развиваемого момента на валу гидромотора от параметра регулирования при постоянном давлении P_1 .

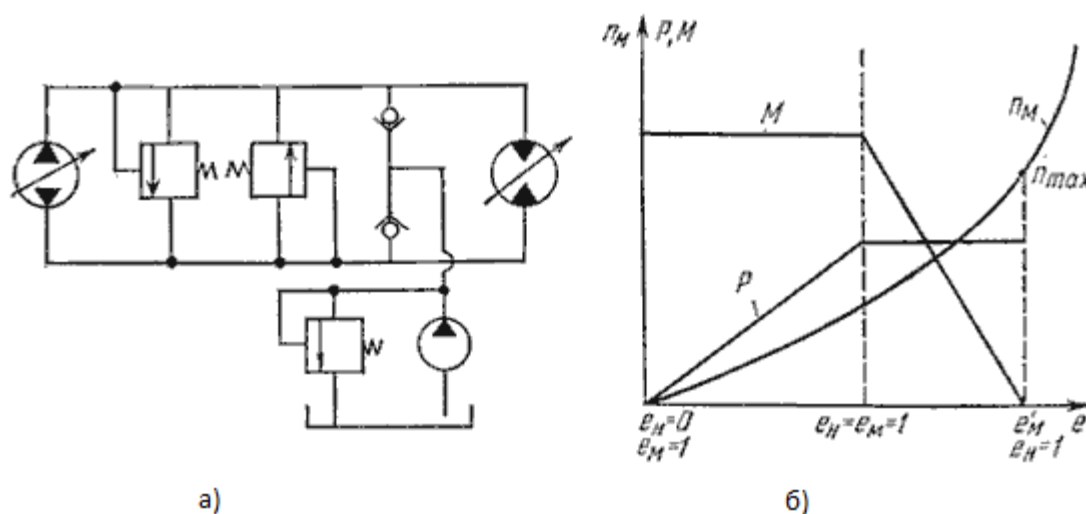


Рисунок 5.9.5 – Гидропривод с регулируемым гидромотором
а – принципиальная схема; б – зависимость скорости и давления от параметра регулирования

Регулирование путем изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используют только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором. Скорость выходного звена рационально регулировать следующим образом:

- 1) запустить приводной двигатель при $e_H = 0$;
- 2) для страгивания и разгона выходного звена привода изменить e_H от 0 до 1 при $e_M = 1$;
- 3) дальнейшее увеличение скорости осуществлять путем изменения e_M от 1 до e'_M при $e_H = 1$.

Уменьшение скорости происходит в обратном порядке. Такой способ позволяет получить большой диапазон регулирования, он обладает всеми достоинствами и недостатками выше рассмотренных схем объемного управления.

На рисунке 5.9.6 представлены принципиальная схема (а) и характеристика (б) гидропривода с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом и гидромотором.

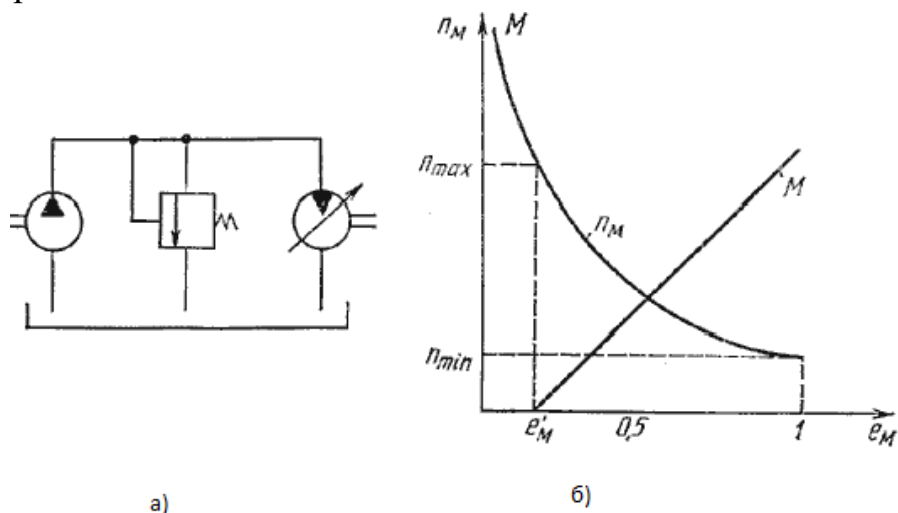


Рисунок 5.9.6 – Гидропривод с регулируемым насосом и гидромотором

Комбинированное регулирование

Комбинированное регулирование или *объемно-дрессельное регулирование* скорости движения выходного звена гидродвигателя заключается в том, что в систему дроссельного регулирования с постоянным давлением устанавливается регулируемый насос и давление поддерживается постоянным не за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан, а за счет изменения подачи насоса. В такой системе регулирования отсутствуют потери в переливном клапане.

На рисунке 5.9.7 представлена схема гидропривода поступательного движения с объемно-дрессельным управлением скоростью.

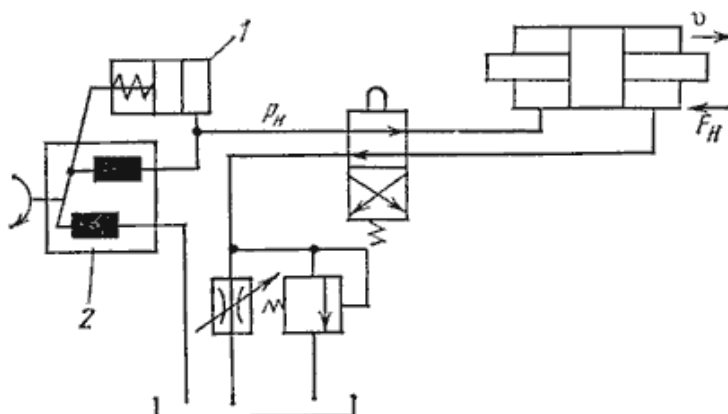


Рисунок 5.9.7 – Гидропривод с объемно-дрессельным управлением скоростью выходного звена гидродвигателя

Постоянное давление P_H поддерживается путем совместной работы регулятора 1 и аксиально-поршневого регулируемого насоса 2. Изменение

давления P_H приводит к изменению положения поршня регулятора 1 и связанного с ним наклонного диска насоса 2. Изменение положения диска приводит к изменению подачи насоса Q .

Поэтому в такой системе подача насоса всегда равна расходу через гидродвигатель и дроссель при $P_H = const$.

Сравнение способов регулирования

Сравнительную оценку различных систем регулирования скорости гидроприводов целесообразно проводить по двум показателям: нагрузочной характеристике привода $v = f(FH)$ и КПД системы регулирования. На рисунке 5.9.8, а приведены нагрузочные характеристики, построенные для гидроприводов с одинаковой максимальной нагрузкой (1 – система с переменным давлением, 2 – система постоянным давлением, 3 – объемное управление).

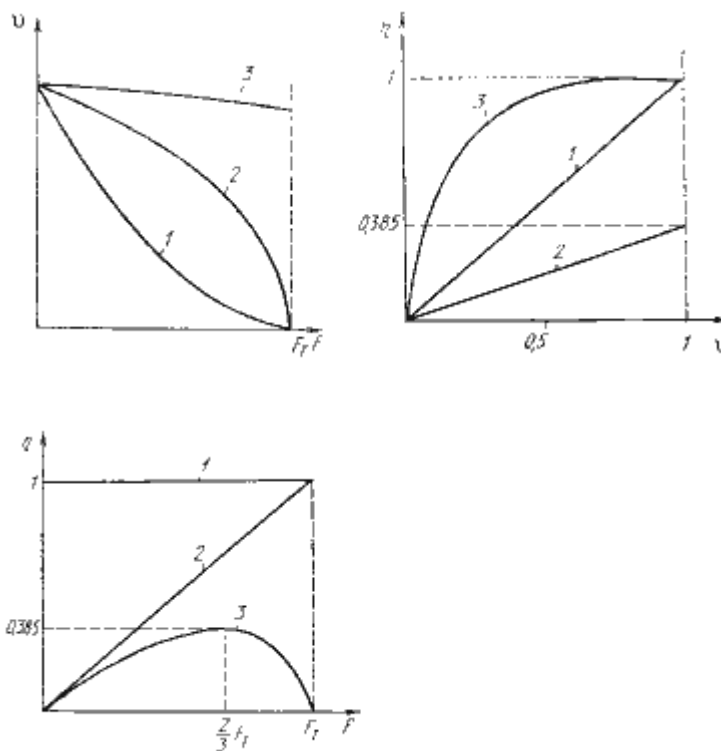


Рисунок 5.9.8 – Характеристики гидроприводов с различными способами управления скоростью

Так как для управляемых гидроприводов наибольший интерес представляет не значение КПД на одном из режимов работы, а характер изменения КПД во всем диапазоне регулирования при различных нагрузках, то сравнение систем лучше всего проводить по характеристикам:

$$\eta = \varphi(\bar{v}); \quad \eta = f(F_H).$$

где \bar{v} отношение текущего значения скорости при данной нагрузке к максимальному значению скорости при той же нагрузке.

На рисунке 5.9.8, б приведены характеристики КПД систем регулирования (1 – параллельное включение дросселя; 2 – последовательное включение дросселя при оптимальной нагрузке; 3 – объемно-дроссельное управление при оптимальной нагрузке и объемное управление), а на рисунке 5.9.8, в – зависимости КПД системы регулирования от нагрузки при максимальной скорости движения выходного звена привода (1 – параллельное включение дросселя и объемное управление; 2 – объемно-дроссельное управление; 3 – последовательное включение дросселя).

Сравнение характеристик на рисунке 5.9.8 показывает, что гидропривод с объемным управлением имеет самую стабильную характеристику скорости во всем диапазоне изменения нагрузок и самый высокий КПД системы регулирования во всем диапазоне регулирования скорости.

Однако стоимость регулируемых гидромашин выше, чем нерегулируемых, и поэтому только в гидроприводах большой мощности ($N > 10$ кВт), где выигрыш в энергетике компенсирует увеличение стоимости, целесообразно использовать систему объемного управления. В приводах же небольшой мощности рационально использовать системы дроссельного регулирования, обеспечив при этом стабильность скорости при изменении нагрузки.

Тема 5.10 Гидравлические усилители мощности

Гидроусилитель – совокупность гидроаппаратов и объемных гидродвигателей, в которой движение управляющего элемента преобразуется в движение управляемого элемента большей мощности, согласованное с движением управляющего элемента по скорости, направлению и перемещению.

Гидроусилитель следящего типа представляет собой силовой гидропривод, в котором исполнительный механизм (выход) воспроизводит (отслеживает) закон движения управляющего органа (входа), для чего в системе предусмотрена непрерывная связь между выходным и входным элементами, которая называется обратной связью.

Название такого привода – «следящий Гидроусилитель» или «следящий гидропривод» – обоснованы тем, что выход такого гидроусилителя автоматически устраняет через обратную связь возникающее рассогласование между управляющим воздействием (входным сигналом) и ответным действием (выходным сигналом).

Гидравлические следящие приводы нашли широкое применение в различных отраслях техники и в особенности в системах управления современными транспортными машинами, включая автомашины, морские суда, самолеты и прочие летательные аппараты.

Блок-схема следящего привода (рисунок 5.10.1) состоит из следующих основных элементов: задающего устройства ЗУ, которым формируется сигнал управления, пропорциональный требуемому перемещению исполнительного механизма (датчики, реагирующие на изменение условий работы или параметров технологического процесса); сравнивающего устройства СУ, или датчика рассогласования, устанавливающего соответствие сигнала воспроизведения, поступающего от исполнительного механизма, сигналу управления; усилителя У, которым производится усиление мощности сигнала управления за счет внешнего источника энергии ВИЭ; исполнительного механизма ИМ, которым перемещается объект управления и воспроизводится программа, определяемая задающим устройством; обратная связь ОС, которой исполнительный механизм соединен со сравнивающим устройством или с усилителем. Обратная связь является отличительным элементом следящего привода.



Рисунок 5.10.1 – Блок-схема следящего привода

Величина $x = f(t)$ (перемещение или скорость), сообщаемая задающим устройством сравнивающему устройству, называется «входом», а $y = \varphi(t)$ (перемещение или скорость), воспроизведенная исполнительным механизмом, – «выходом». Разность $(x - y) = \varepsilon$ называется ошибкой слежения или рассогласования системы.

Принцип работы следящего привода заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования воздействует на усилитель, а через него и на исполнительный механизм. Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь устраняет рассогласование и приводит всю систему в исходное положение.

Рассмотрим работу следящего привода на примере принципиальной схемы рулевого управления автомобиля (рисунок 5.10.2).

При прямолинейном движении автомашины все элементы системы рулевого управления находятся в исходном положении. Жидкость из насоса 1 поступает к гидроусилителю золотникового типа. Золотник 5 усилителя занимает нейтральное положение, а в обеих полостях исполнительного механизма 4 установилось одинаковое давление. При необходимости изменить направление движения автомобиля водитель поворачивает рулевое колесо 7. Связанный с рулевым колесом винт 6 перемещает золотник усилителя на величину x , вызывая рассогласование в системе. При этом проходные сечения одних рабочих окон усилителя уменьшаются, а других увеличиваются. Это создает перепад давлений у исполнительного механизма, а его поршень приходит в движение, перемещаясь на величину y и поворачивая колеса автомобиля. Одновременно через обратную связь 3 движение поршня передается на втулку 2 усилителя. Совокупность 2 и 3 является сравнивающим устройством. Втулка перемещается в том же направлении, что и золотник 5 до тех пор, пока рассогласование в гидросистеме, вызванное поворотом рулевого колеса, не будет устранено. При непрерывном вращении водителем рулевого колеса поршень со штоком будет также непрерывно перемещаться, вызывая соответствующий поворот колес. При этом небольшие усилия водителя, прикладываемые к рулевому колесу, гидроприводом преобразуются в значительные усилия на штоке поршня, необходимые для управления автомобилем.

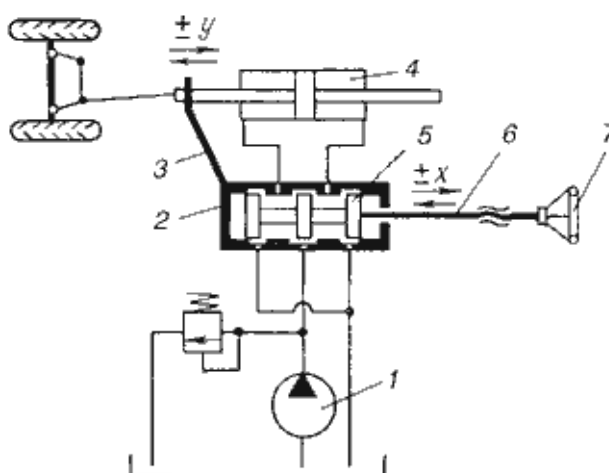


Рисунок 5.10.2 – Принципиальная схема следящего рулевого привода автомобиля

1 – насос (внешний источник энергии); 2 – втулка усилителя; 3 – обратная связь; 4 – исполнительный механизм; 5 – золотник усилителя; 6 – винт; 7 – рулевое колесо (задающее устройство)

Применяемые в автоматизированных гидроприводах гидроусилители классифицируют по следующим признакам.

По *методу управления* различают гидроусилители без обратной связи и с обратной связью между управляющим элементом и ведомым звеном исполнительного механизма.

По *конструкции управляющего элемента* гидроусилители подразделяют на усилители с дросселирующими гидрораспределителями золотникового типа, с соплом и заслонкой, со струйной трубкой, крановые, с игольчатым дросселем.

По *числу каскадов усиления* гидроусилители подразделяют на одно-, двух- и многокаскадные. Многокаскадные применяют в тех случаях, когда требуется получить на выходе большую мощность и сохранить при этом высокую чувствительность гидроусилителя.

По *виду сигнала управления* гидроусилители подразделяют на усилители с механическим и электрическим сигналами управления.

Важными характеристиками усилителей являются коэффициенты усиления: по мощности k_N , по расходу k_Q , по скорости k_v и по давлению k_P :

$$k_N = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}}; \quad k_Q = \frac{\partial Q}{\partial x}; \quad k_v = \frac{\partial v}{\partial x}; \quad k_P = \frac{\partial P}{\partial x}.$$

где $N_{\text{ВЫХ}}$, $N_{\text{ВХ}}$ – мощности на ведомом звене исполнительного элемента гидроусилителя и мощность, затрачиваемая на его управление;

∂Q , ∂v , ∂P – изменение расхода, скорости движения ведомого звена исполнительного элемента и давления жидкости на выходе при изменении положения управляющего элемента гидроусилителя на величину ∂x .

Гидроусилитель золотникового типа

Гидроусилители золотникового типа получили наибольшее распространение. Они просты по конструкции, разгружены от аксиальных статических сил давления жидкости, легко управляемы, имеют высокий КПД и обеспечивают достижение значительных коэффициентов усиления по мощности.

Схема следящего гидроусилителя золотникового типа с гидродвигателем прямолинейного движения и жесткой рычажной обратной связью представлена на рисунке 5.10.3.

Этот гидроусилитель состоит в основном из тех же элементов что и рассмотренный выше усилитель рулевого привода автомобиля. При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается шарнир 1 дифференциального рычага 7 обратной связи, с которым вязаны штоки силового цилиндра 5 и золотника распределителя 3. Так как силы, противодействующие смещению золотника распределителя, значительно меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 4, то шарнир 6 может

рассматриваться в начале движения тяги 2 как неподвижный, ввиду чего движение его вызовет через рычаг 7 смещение плунжера золотника распределителя 3. В результате при смещении золотника из нейтрального положения, жидкость поступит в соответствующую полость цилиндра 5, что вызовет перемещение поршня 4, а следовательно, и шарнира 6, связанного с «выходом». При этом выходное звено сместится пропорционально перемещению тяги 2.

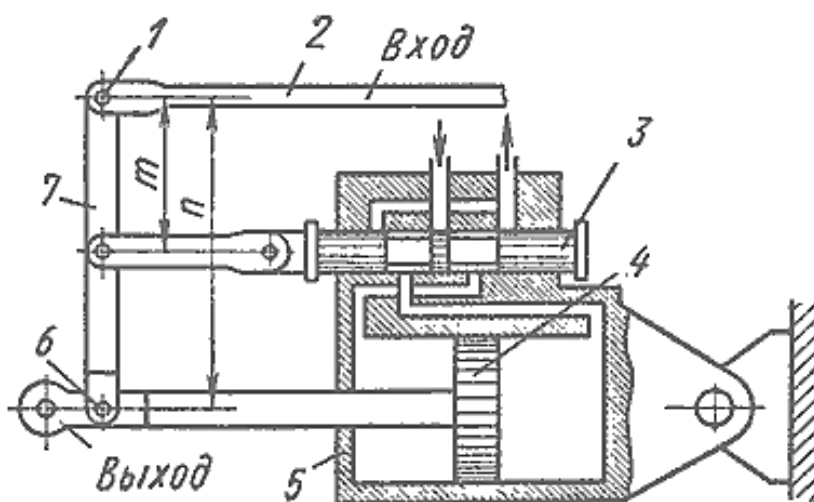


Рисунок 5.10.3 – Схем гидросилителя золотникового типа с обратной связью
 1 – шарнир; 2 – тяга; 3 – золотник распределителя; 4 – поршень; 5 – корпус силового цилиндра; 6 – шарнир; 7 – дифференциальный рычаг

После того как движение тяги 2 будет прекращено, продолжающийся выдвигаться поршень 4 сообщит через рычаг 7 обратной связи плунжеру золотника распределителя 3 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2 управления. Так как при этом расходные окна золотника будут в результате обратного движения плунжера постепенно прикрываться, количество жидкости, поступающей в цилиндр 5, уменьшится, вследствие чего скорость его поршня будет уменьшаться до тех пор, пока плунжер золотника не придет в положение, в котором окна полностью перекроются, при этом скорость станет равной нулю.

При перемещении плунжера золотника в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

В действительности отдельных этапов движения «входа» и «выхода» рассматриваемого следящего привода с жесткой обратной связью не существует, и оба движения протекают практически одновременно, т.е. имеет место не ступенчатое, а непрерывное «слежение» исполнительным механизмом за перемещением «входа».

Гидроусилитель с соплом и заслонкой

Гидроусилитель с соплом и заслонкой (рисунок 5.10.4) состоит из управляющего элемента в виде нерегулируемого дросселя 1, междроссельной камеры 2, регулируемого дросселя, выполненного в виде сопла 3, заслонки 4 и задающего устройства 6, а также из исполнительного элемента 5.

Жидкость подается к гидроусилителю со стороны нерегулируемого дросселя. Из междроссельной камеры одна часть жидкости Q_2 вытекает через щель, образованную торцом сопла и заслонкой, а другая Q_1 поступает к исполнительному элементу. При изменении положения заслонки изменяются давление в междроссельной камере и расход через сопло. Одновременно изменяются усилие на исполнительный элемент, расход Q_1 и скорость v движения выходного звена. Нерегулируемый дроссель может быть выполнен в виде пакета тонких шайб с круглыми отверстиями.

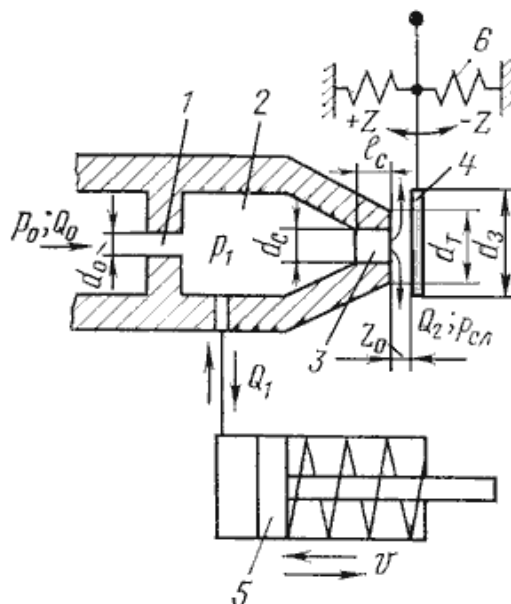


Рисунок 5.10.4 – Гидроусилитель с соплом и заслонкой

1 – нерегулируемый дроссель; 2 – междроссельная камера; 3 – сопло; 4 – заслонка; 5 – исполнительный элемент; 6 – задающее устройство

Сопло гидроусилителя выполняется в виде цилиндрического насадка или в виде капиллярного канала. Увеличение диаметра сопла приводит к увеличению расхода и быстродействия системы. Заслонка имеет плоскую форму и перемещается от воздействия на нее сигнала управления.

Гидроусилитель типа сопло-заслонка отличается простотой конструкции, надежностью в работе и быстродействием. К нему можно подводить жидкость с большим давлением питания P_0 . В устройстве сопло-заслонка отсутствуют трущиеся пары, что обеспечивает его высокую чувствительность. Недостатком является непроизводительный расход жидкости через сопло, низкий КПД и невысокий коэффициент усиления по мощности.

Гидроусилитель со струйной трубкой

Гидроусилитель со струйной трубкой (рисунок 5.10.5) состоит из трубки 5 с коническим насадком на конце, сопловой головки 1 с двумя наклонными коническими расходящимися каналами и устройства управления. Устройство управления струйной трубкой состоит из задающего устройства 4 в виде регулируемой пружины, толкателя 6 и ограничителя 3 хода струйной трубки. Каналы сопловой головки соединены с исполнительным элементом 8 гидроусилителя. Жидкость с параметрами P_0 и Q_0 подается к трубке от источника питания. По трубе 2 жидкость отводится от гидроусилителя на слив.

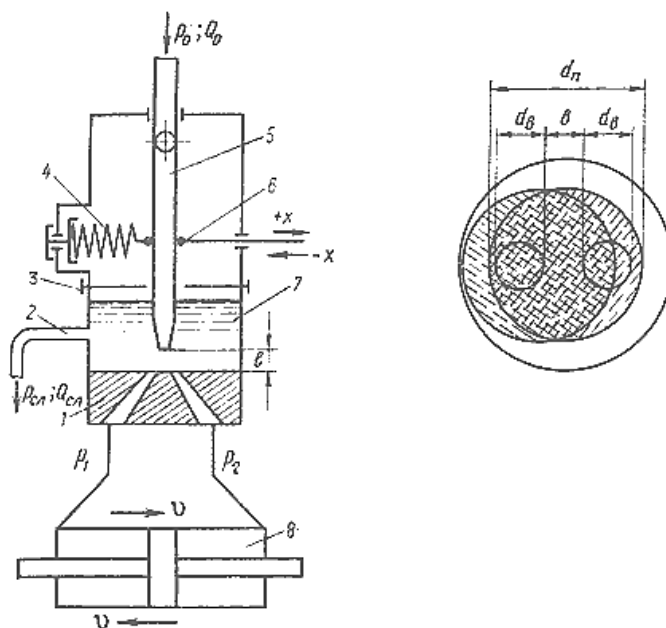


Рисунок 5.10.5 – Гидроусилитель со струйной трубкой

1 – сопловая головка; 2 – сливной трубопровод; 3 – ограничитель хода; 4 – задающее устройство; 5 – струйная трубка; 6 – толкатель; 7 – внутренняя полость; 8 – исполнительный элемент

Принцип работы гидроусилителя со струйной трубкой основан на преобразовании удельной потенциальной энергии давления в удельную кинетическую энергию струи, вытекающей из конического насадка, и последующем преобразовании этой энергии в удельную потенциальную энергию давления в каналах сопловой головки.

Гидроусилитель работает следующим образом. При отсутствии сигнала управления струйная трубка занимает нейтральное положение по отношению к отверстиям в сопловой головке. Вытекающая из насадка струя в одинаковой мере перерывает оба отверстия (рисунок 5.10.5, б), вследствие чего давления в каналах сопловой головки одинаковы, а выходное звено исполнительного элемента неподвижно. При подаче сигнала управления на толкатель струйная трубка смещается из нейтрального положения, равенство площадей отверстий,

перекрытых струей, и равенство давлений в каналах сопловой головки нарушается. В результате выходное звено исполнительного элемента начинает перемещаться. При изменении знака сигнала управления выходное звено будет двигаться в другую сторону. Вытесняемая из исполнительного элемента жидкость попадает через канал в сопловой головке в полость 7 усилителя и далее на слив. Для того чтобы в каналы сопловой головки вместе с жидкостью не попал воздух, насадок струйной трубки делают погруженным в жидкость.

Для повышения чувствительности усилителя и обеспечения одновременно увеличения мощности выходного сигнала применяют двухкаскадные устройства, первой ступенью усиления которых является обычно усилитель типа сопло- заслонка, а второй – золотник. Принципиальная схема такого устройства показана на рисунке 5.10.6. Междроссельная камера *a* этой схемы соединена с правой полостью основного распределительного золотника, плунжер 2 которого находится в равновесии под действием усилия пружины 4 и давления жидкости в этой камере. Жидкость постоянно подводится в штоковую полость *b* силового цилиндра, поршень которого при одновременной подаче жидкости в противоположную полость перемещается вследствие разности площадей поршня влево, и при соединении этой полости с баком - в правую сторону.

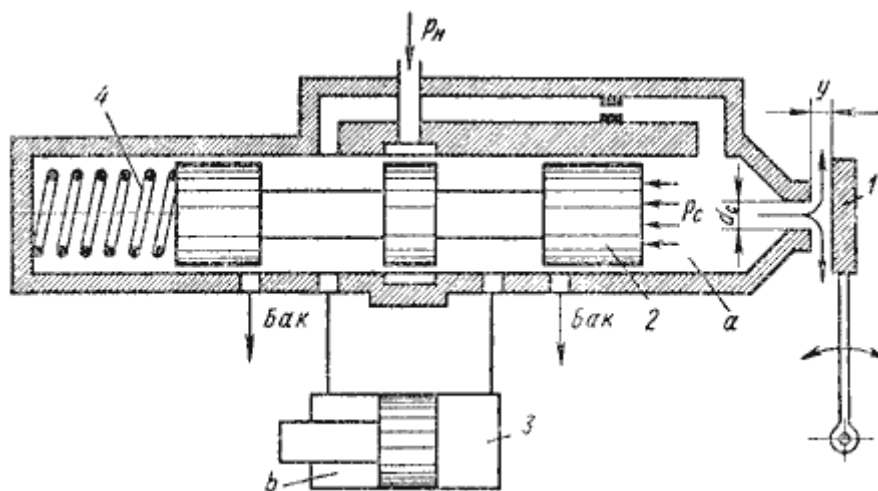


Рисунок 5.10.6 – Двухкаскадный усилитель типа сопло-заслонка
1 – заслонка; 2 – плунжер; 3 – силовой цилиндр; 4 – пружина

На рисунке 5.10.6. усилитель показана в нейтральном положении, в котором правая полость цилиндра 3 перекрыта. При смещении заслонки 1 равновесие сил, действующих на плунжер 2 золотника, нарушится, и он, смещаясь в соответствующую сторону, соединит правую полость силового цилиндра 3 либо с полостью питания (давление P_n), либо с баком. Благодаря тому, что усилие, создаваемое давлением жидкости на плунжер 2 золотника, уравновешивается пружиной 4, перемещение распределительного золотника будет пропорционально перемещению заслонки (регулируемого дросселя), в

результате чего достигается приближенная пропорциональность расхода жидкости через золотник и перемещения заслонки. Следовательно, в данном случае имеет место обратная связь по давлению.

Схема применения этого распределительного устройства в следящей системе приведена на рисунке 5.10.7.

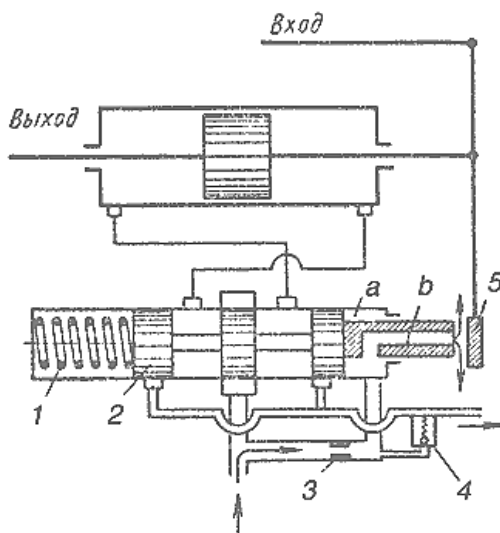


Рисунок 5.10.7 – Двухступенчатая следящая система с обратной связью по давлению

1 – пружина; 2 – плунжер; 3 – дроссель; 4 – клапан; 5 – заслонка

Плунжер золотника 2 в этой схеме находится в равновесии под действием усилия пружины 1 и давления жидкости в камере а, которая соединена с линией питания через дроссель 3 и со сливом - через сверление *b* в штоке плунжера. Сопротивление последнего канала, а следовательно, и давление в камере а можно изменять смещением заслонки 5; при этом вследствие нарушения равновесия сил натяжения пружины и давления жидкости плунжер золотника будет следовать за заслонкой. Для повышения чувствительности давление в камере а обычно понижается с помощью клапана 4 или путем питания этой камеры от отдельного источника и, в частности, от сливной магистрали.

Тема 5.11 Следящие гидроприводы

В гидравлических следящих приводах и устройствах гидроавтоматики широко используются золотниковые усилители благодаря линейности расхода жидкости от управляющего сигнала, простоте конструкции и надежности в работе. Однако им присущ так называемый дроссельный эффект, сущность которого заключается в уменьшении расходов через дросселирующие щели вследствие падения давления при возрастании нагрузки. Это отрицательно сказывается на работе следящего гидропривода, так как снижает скорость, увеличивает тяговую ошибку слежения и ухудшает динамику.

С позиции системного подхода к проектированию следящих приводов под нагрузкой понимают комплекс внешних статических и динамических сил (или моментов сил), действующих на исполнительный орган. В теории автоматического регулирования используется аналогичный термин – возмущение. К составляющим комплекса можно отнести силы производственных сопротивлений, тяжести, инерции, трения и др. В общем случае они могут быть нелинейными, нестационарными или случайными функциями.

Задача компенсации возмущений аналогична такой же задаче в теории автоматического регулирования по стабилизации, то есть поддержанию заданного постоянства во времени значения одной (или нескольких) регулируемой величины вне зависимости от возмущающих воздействий, стремящихся отклонить регулируемую величину от заданного значения. Для следящих гидроприводов регулируемой величиной можно считать скорость слежения V , (ее заданное значение $V_0(t) = V_0 = const$), а возмущающим воздействием – нагрузку R , имеющую заданное (установившееся) значение $R_0(t) = R_0 = const$.

Количественную оценку эффективности компенсации нагрузки дает безразмерный коэффициент компенсации k равный частному от деления малого относительного изменения скорости слежения:

$$\Delta V/V_0.$$

На малое относительное изменение нагрузки:

$$\Delta R/R_0.$$

Значит:

$$k = \frac{\Delta V/V_0}{\Delta R/R_0}.$$

Для рабочей полости гидродвигателя без учета утечек:

$$V = \frac{\Sigma Q}{F}; \quad R = pF; \quad R_0 = p_0F.$$

где ΣQ – алгебраическая сумма потоков жидкости, поступающих и вытекающих в рабочую полость,

F – эффективная площадь рабочей полости,

p – давление в рассматриваемой полости,

p_0 – установившееся значение давления p .

Тогда коэффициент компенсации может быть записан в виде:

$$k = \frac{\Delta \Sigma Q / V_0 F}{\Delta p F / p_0 F} = \frac{p_0}{V_0 F} \cdot \frac{\Delta \Sigma Q}{\Delta p}.$$

В пределе малые изменения заменяются дифференциалами:

$$k = \frac{p_0}{V_0 F} \cdot \frac{\partial \Sigma Q}{\partial \Delta p}.$$

Идеальная компенсация может быть достигнута при k стремящимся к нулю, что возможно при выполнении условия

$$\frac{\partial \Sigma Q}{\partial \Delta p} = 0. \quad (5.1)$$

Так как возмущающих воздействий может быть несколько, то при анализе следящих приводов вычисляют коэффициент компенсации, характеризующий влияние каждой из составляющих. Когда возмущающие воздействия регулярные и взаимно независимые, то по принципу суперпозиции общее влияние на скорость слежения равно алгебраической сумме этих воздействий. Если же дестабилизирующие воздействия нерегулярные (случайные), то их совместное влияние оценивается геометрической суммой отдельных воздействий.

Конечно, полностью компенсировать влияние возмущений в широком диапазоне их изменения возможно лишь при определенных параметрах основной и компенсирующей цепи следящего гидропривода. Реализовать эти параметры в соответствии с теоретическими зависимостями в реальных гидроприводах можно лишь приближенно, однако даже частичная компенсация возмущений дает существенный эффект. Степень приближения может оцениваться коэффициентом компенсации, например, при анализе или синтезе нескольких вариантов.

Гидравлические следящие приводы отличаются от прочих гидроприводов своей структурой, то есть системой взаимосвязи полостей гидродвигателя с подводом жидкости от насоса, со сливом и между собой. Для того чтобы анализировать уже разработанные гидроприводы, синтезировать новые конструкции, сравнивать их между собой, предпочтительнее иметь простые наглядные структурные схемы. Так как основу таких следящих гидроприводов составляют гидроусилители мощности, возможно, их структурное представление в виде цепей с регулируемыми (переменными) и нерегулируемыми (постоянными) дросселирующими элементами по мостовой или полумостовой схеме.

В качестве примера рассмотрим в табличном виде структурные схемы для наиболее распространенных гидроусилителей (таблица 5.11.1).

Таблица 5.11.1 – Примеры структурной классификации следящих гидроприводов с обратными связями по нагрузке

Вариант	Гидроусилители			
	без обратных связей	с обратными связями по нагрузке с воздействием на проходные сечения		
		управляющих элементов	постоянных дросселей	дополнительных элементов
	исполнения			
	0	1	2	3
1	2	3	4	5
1				
2				
3				

Примечание: Варианты гидроусилителей:

1 – с однокромочным следящим золотником;

2 – с двухкромочным следящим золотником;

3 – с четырехкромочным золотником

В крайней левой колонке представлены обычные схемы гидроусилителей, в следующей колонке (исполнение 1) штриховой линией показано воздействие по нагрузке на проходные сечения управляющих элементов, в следующей (исполнение 2) – штриховой линией отмечено воздействие на проходные сечения постоянных дросселей, если они имеются в обычной схеме, в крайней справа

(исполнение 3) обратная связь по нагрузке реализуется путем воздействия на создаваемые дополнительно элементы компенсации.

Структурная классификация графически отражает выражение (1), применительно к вариантам гидроусилителей, показывает точки подключения, и количество элементов компенсации. Она может быть распространена на другие варианты гидроусилителей, например, с управляющими элементами типа сопло–заслонка.

Синтез компенсирующих цепей для конкретного варианта гидроусилителя не может быть выполнен однозначно: различные исполнения (1, 2 или 3) могут возникнуть при выборе места включения компенсирующей цепи. Еще больше возможностей появляется при выборе конструкции элементов компенсации, например, в виде регулируемых дросселей: золотниковых (цилиндрических или плоских), игольчатых, шариковых, типа сопло–заслонка. В зависимости от требований к приводу наилучшим будет исполнение, обеспечивающее заданный уровень компенсации при наименьшей сложности компенсирующей цепи или же обеспечивающей максимальную компенсацию влияния возмущения. При модернизации приводов удобно использовать исполнение 3, когда к существующему гидроусилителю подключают дополнительные элементы компенсации. Приведенные примеры структурной классификации однокаскадных гидроусилителей позволяют установить возможную структуру многокаскадных приводов, в том числе электро- или пневмогидравлических, путем различных сочетаний гидроусилителя с компенсацией нагрузки с другими каскадами. Для полной оценки компенсации влияния возмущения в синтезированном приводе следует по передаточной функции вычислить коэффициенты ошибки, построить амплитудно-частотную и переходные характеристики. Для оптимизации проектирования можно применять интегральные оценки качества. Если возмущения являются случайными функциями времени с известными статистическими характеристиками, то следящий гидропривод может быть синтезирован так, что его среднеквадратичное значение ошибки будет минимальным.

В заключении следует отметить, что в отличие от традиционных гидравлических схем, отражающих конструкцию конкретного следящего гидропривода, структурные схемы удобно применять уже на ранних поисковых этапах проектирования, анализе и синтезе приводов. Их можно использовать и при объяснении принципов функционирования действующих гидроприводов с обратными связями по нагрузке.

Тема 5.12 Гидродинамические передачи

Гидродинамическая передача – это устройство для передачи механической энергии от вала двигателя на вал приводимой им машины, в которой имеет место

двойное преобразование энергии посредством жидкости, при отсутствии жёсткого соединения входного и выходного валов. Гидродинамические передачи делятся на:

– гидродинамическая муфта – это передача, обеспечивающая гибкое соединение и передачу мощности с ведущего на ведомый вал при взаимодействии рабочей жидкости с лопатками без изменения крутящего момента.

– гидродинамический трансформатор – это энергетическая машина, обеспечивающая гибкое соединение валов и передачу мощности с входного вала на выходной с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего.

Гидродинамические передачи могут ограничивать момент сопротивления, нагружающего двигатель, и сглаживать пульсации этого момента при пульсирующем изменении сопротивления потребителя. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, увеличивая их долговечность. Гидродинамические передачи устраняют также перегрузку двигателей во время пуска, при разгоне приводимых объектов с большой инерцией; автоматически изменяют крутящий момент в зависимости от нагрузки со стороны потребителя. Гидродинамические трансформаторы обеспечивают бесступенчатое изменение передаваемого момента в зависимости от изменения частоты вращения выходного вала. Все указанные функции гидродинамические передачи выполняют автоматически. Гидродинамические передачи широко распространены в приводах транспортных, строительных, дорожных, горных и других машин, имеющих переменные нагрузки на рабочих органах и работающих в особо тяжёлых условиях. К недостаткам гидродинамических передач относятся:

1) КПД гидротрансформаторов (90 – 93 %) на расчётном режиме ниже КПД механической передачи (93 – 97%). КПД гидродинамических передач изменяется в зависимости от режима работы.

2) Высокая стоимость и сложность изготовления.

3) Необходимость питания и охлаждения передач.

Рабочие жидкости для гидродинамических передач. Для обеспечения нормальной работы в течение длительного времени гидродинамические передачи должны иметь следующие свойства:

- малую вязкость при достаточной смазывающей способности;
- большую плотность;
- высокую температуру вспышки и низкую температуру застывания;
- большие теплоемкость и коэффициент теплопроводности;
- пониженную кислотность;

- должны быть чистыми и не содержать смолистых и асфальтовых веществ;
- должны быть устойчивыми к пенообразованию и к перемешиванию с водой;
- должны быть безвредными и безопасными в работе.

Наиболее отвечают этим требованиям минеральные, синтетические масла и их смеси со специальными присадками различного назначения. Для большинства гидромуфт, работающих в нормальных условиях, применяется турбинное масло Т-22(л) с добавлением антивспенивающих присадок. Для гидротрансформаторов применяют смесь масел, трансформаторное масло или ВНИИНП-403 и др.

Гидродинамической муфтой называется передача, обеспечивающая гибкое соединение и передачу мощности с ведущего на ведомый вал при взаимодействии рабочей жидкости с лопатками без изменения крутящего момента. Схематично гидромуфты изображаются как на рисунке 5.12.1, а. В общем случае гидромуфты состоит из насосного колеса 1 (рисунок 5.12.1, б), связанного с ведущим валом 5, который получает вращение от двигателя, и турбинного колеса 2, связанного с ведомым валом 4, передающим вращение исполнительным механизмам. С насосом или турбиной связан замыкающий кожух 3, который при помощи уплотнения А герметизирует рабочую полость передачи.

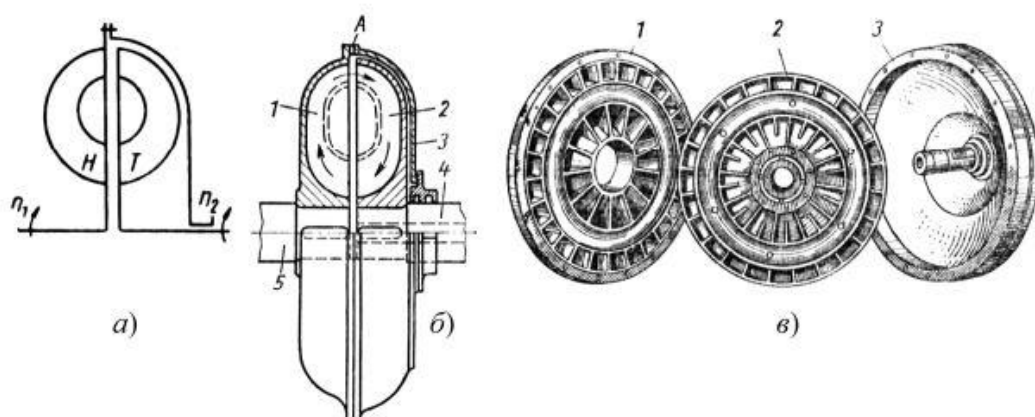


Рисунок 5.12.1 – Гидромуфта

а) схема; б) конструктивная схема; в) рабочие органы

Чаще всего проточная часть образована внутренним и наружным торами, между которыми расположены лопатки. В рабочей полости движется поток рабочей жидкости, обтекая лопасти колёс. Насосное колесо получает энергию от двигателя и посредством своих лопастей сообщает её потоку жидкости. Поток обтекает лопасти турбины, приводит во вращение её лопасти, сообщая им энергию, используемую на выходном валу для передачи потребителю. В гидромуфте не имеется механического сцепления, следовательно, движение с 5

на 4 передаётся мягко, момент возникает только на выходе. Чаще всего проточная часть гидромурфты образована двумя ограничивающими поверхностями: внутренним и наружным торами. Между ними расположены лопасти. В рабочей полости движется поток рабочей жидкости, обтекая лопасти колёс. Насосное колесо получает энергию от двигателя и посредством своих лопастей сообщает её потоку жидкости. Поток обтекает лопасти турбины, приводит во вращение её лопасти, сообщая им энергию, используемую на выходном валу для передачи потребителю.

Гидродинамические трансформаторы – это энергетические машины, обеспечивающие гибкое соединение валов и передачу мощности с входного вала на выходной с преобразованием крутящего момента и изменением скорости вращения ведомого вала по сравнению со скоростью вращения ведущего. В гидротрансформаторе между насосным и турбинным колёсами устанавливают колесо реактора, соединённое с неподвижным корпусом. Принцип действия гидротрансформаторов такой же, как и у гидромурфт, лопасти колеса реактора играют роль направляющей для рабочей жидкости. Гидродинамические трансформаторы, или преобразователи крутящего момента, классифицируются на основе наиболее характерных свойств и особенностей конструкции.

По направлению вращения выходного звена:

– Прямого хода (рисунок 5.12.2, б) – ведущее и ведомое звенья вращаются при тяговом режиме работы в одном направлении. Для них характерен порядок расположения рабочих колёс Н-Т-Р (насос – турбина – реактор) по направлению движения потока рабочей жидкости.

– Обратного хода (рисунок 5.12.2, в) – при тяговом режиме работы выходное звено вращается в направлении, обратном направлению вращения входного. Порядок расположения их рабочих колёс: Н-Р-Т (насос – реактор – турбина).

По свойствам среди гидротрансформаторов различают:

– Мультипликаторы – гидротрансформаторы, частота вращения выходного звена которых при номинальном режиме больше, чем входного (рисунок 5.12.2, а). Они имеют подвижный связанный с ведущим звеном реактор, который может принудительно вращаться с большей частотой, чем насосное колесо, повышая частоту вращения турбинного колеса до значения, большего, чем частота вращения насосного.

– Реверсирующие – это трансформаторы осуществляющие реверс выходного звена без реверсирования входного. Как правило, они бывают двухполостными (двух-циркуляционными) или многополостными (многоциркуляционными). Реверсирующий двухполостной гидротрансформатор (рисунок 5.12.2, г) состоит из гидротрансформаторов обратного 1 и прямого 2 хода. Реверсирование выходного звена осуществляется

за счет поочередного наполнения его рабочих полостей рабочей жидкостью и их опораживания.

– Реверсируемые – это трансформаторы, у которых входное звено может вращаться в прямом и обратном направлениях. Для реверсируемого гидротрансформатора обратного хода (рис. 5.12.2, д) характерно симметричное расположение насосного и турбинного колес. Реверс выходного звена осуществляется за счет реверсирования вращения входного. Имеют низкий КПД.

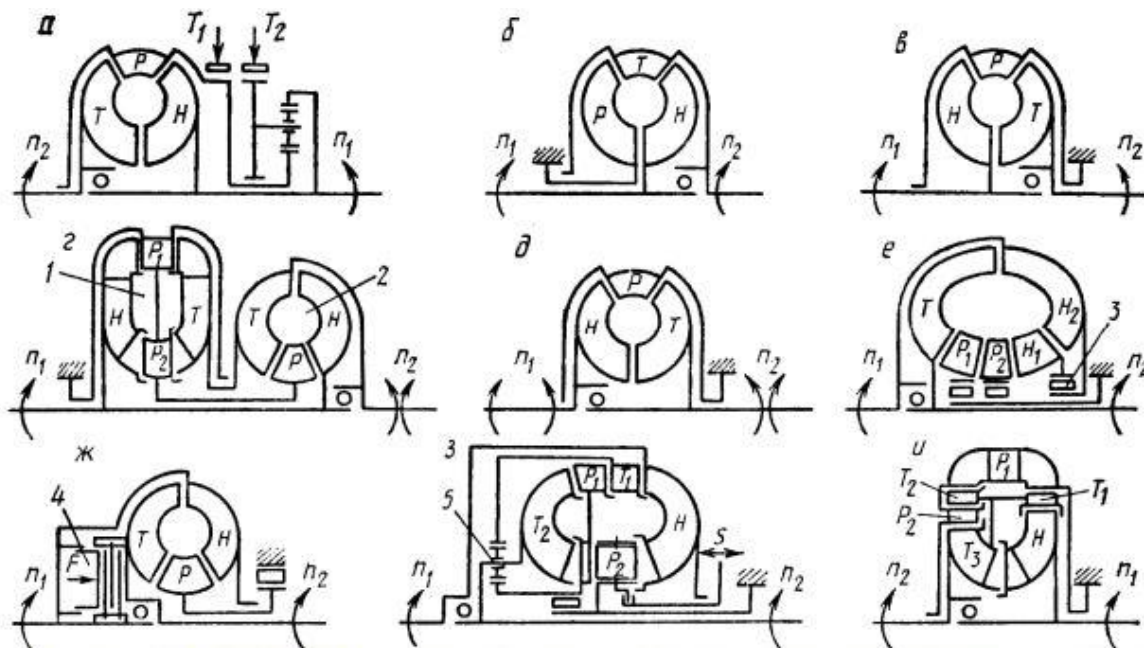


Рисунок 5.12.2 – Схемы гидродинамических трансформаторов

- а) мультипликатора; б) одноступенчатого прямого хода; в) одноступенчатого обратного хода; г) реверсирующего двухполостного; д) реверсируемого обратного хода; е) комплексного *l*-реакторного *m*-насосного; ж) комплексного однореакторного блокируемого; з) регулируемого *l*-реакторного *n*-турбинного; и) многоступенчатого

II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Перечень тем практических занятий

1. Обозначения условные графические типовых элементов в принципиальных гидравлических схемах.
2. Классификация ОГП. Типовые схемы ОГП.
3. Рабочие жидкости ОГП горных машин.
4. Объемные насосы гидроприводов.
5. Объемные гидравлические двигатели.
6. Гидравлические клапаны давления.
7. Гидравлические распределители.
8. Гидравлические обратные клапаны и гидрозамки.
9. Гидравлические дроссели и регуляторы потока.
10. Регулирование скорости выходных звеньев ОГП.
11. Синхронизация скорости выходных звеньев ОГП.
12. Последовательность проектного расчета ОГП.
13. Гидравлический расчет трубопроводов ОГП (ПРИЛОЖЕНИЕ А).
14. Определение рабочих параметров объемного гидропривода поступательного движения.
15. Определение рабочих параметров объемного гидропривода вращательного движения.
16. Анализ принципиальной гидравлической схемы горной машины.

III РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ

3.1 Средства диагностики результатов учебной деятельности

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- защита лабораторных работ;
- защита практических работ;
- защита расчетно-графических работ;
- сдача зачета;
- сдача экзамена.

3.2 Примерный перечень контрольных вопросов для самостоятельной работы студентов

1. Типовые конструктивные схемы лопастных, вихревых и струйных насосов, их область применения в горном деле.

2. Гидрообъемные и гидродинамические приводы, их использование в горных машинах и оборудовании.

3. Физические свойства капельных жидкостей. Понятие гидростатического давления, его свойства. Основное уравнение гидростатики.

4. Вакуум, напор и удельная потенциальная энергия. Закон Паскаля. Сообщающиеся сосуды. Относительный покой жидкости.

5. Силы давления жидкости на плоские поверхности. Силы давления жидкости на криволинейные поверхности. Центр давления.

6. Основная задача гидродинамики. Основные гидродинамические понятия. Виды движения жидкости. Струйчатая модель потока.

7. Условие сплошности течения для элементарной струйки и потока. Уравнение постоянства расхода для установившегося движения жидкости.

8. Понятие идеальной жидкости. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости (уравнения Эйлера).

9. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной и реальной жидкостей. Геометрическая и физическая (энергетическая) сущность уравнения Бернулли. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.

10. Основное уравнение равномерного движения жидкости. Распределение скоростей по поперечному сечению потока при ламинарном и турбулентном движениях. Потери по длине и на местных сопротивлениях.

11. Типы трубопроводов. Расчет гидравлических трубопроводов. Гидравлический удар в трубопроводах.
12. Истечение через малые и большие отверстия, из насадков. Истечение при переменном напоре.
13. Незатопленные и затопленные гидравлические струи. Воздействие струй на твердую преграду.
14. Второй закон Ньютона как база общей теории подобия. Виды законов подобия. Закон Фруда. Закон Рейнольдса.
15. Конструктивные схемы и принцип действия центробежных, меридиональных и осевых гидромашин. Понятия напора, подачи, мощности и КПД.
16. Кинематика потока жидкости в межлопаточном пространстве. Основное уравнение центробежного насоса. Производительность центробежного насоса.
17. Влияние геометрических параметров рабочего колеса на вид теоретической характеристики центробежного насоса. Действительная индивидуальная характеристика центробежного насоса.
18. Зависимости между основными рабочими параметрами центробежной гидромашинны.
19. Кинематика потока жидкости в осевой гидромашине. Теоретический напор и подача осевой гидромашинны. Действительная характеристика осевой гидромашинны.
20. Понятие подобных гидромашин, уравнения подобия. Пересчет рабочих характеристик лопастных гидромашин при изменении геометрических размеров и частоты вращения. Удельная частота.
21. Классификация и принцип действия поршневых насосов. Характеристика подачи, воздушные колпаки. Индикаторная диаграмма работы.
22. Характеристика насосной установки, методика ее построения. Работа насоса на сеть, определение рабочей точки насосной установки. Регулирование режима работы насоса. Последовательная и параллельная работа насоса на сеть.
23. Понятие силового потока, силовой передачи, привода. Мощность как произведение силового и кинематического факторов передачи. Трансформатор крутящего момента. Циркуляция мощности в силовой передаче.
24. Принципы использования жидкостного звена в гидropередаче. Классификация гидроприводов. Функциональная схема и основные параметры ОГП. Функциональные схемы гидромеханических передач (гидромуфта, гидротрансформатор).
25. Требования, предъявляемые к РЖ. Основные эксплуатационные параметры РЖ. Особые состояния РЖ.
26. Гидравлические фильтры, сепараторы. Теплообменные аппараты гидроприводов.

27. Понятие насоса. Роторные насосы (конструкция, принцип действия). Основные параметры роторных насосов, их технические характеристики. Принципы выбора приводящих двигателей для насосов.

28. Устройство и отличительные особенности аксиально-поршневых гидромашин. Принцип работы.

29. Шестеренные машины с внешним и внутренним зацеплением. Характеристики, устройство.

30. Пластинчатые насосы. Характеристики. Устройство и принцип работы.

31. Устройство и отличительные особенности радиально-поршневых гидромашин. Принцип работы.

32. Типовые конструктивные схемы лопастных, вихревых и струйных насосов, их область применения в горном деле.

33. Гидрообъемные и гидродинамические приводы, их использование в горных машинах и оборудовании.

34. Физические свойства капельных жидкостей. Понятие гидростатического давления, его свойства. Основное уравнение гидростатики.

35. Вакуум, напор и удельная потенциальная энергия. Закон Паскаля. Сообщающиеся сосуды. Относительный покой жидкости.

36. Силы давления жидкости на плоские поверхности. Силы давления жидкости на криволинейные поверхности. Центр давления.

37. Основная задача гидродинамики. Основные гидродинамические понятия. Виды движения жидкости. Струйчатая модель потока.

38. Условие сплошности течения для элементарной струйки и потока. Уравнение постоянства расхода для установившегося движения жидкости.

39. Понятие идеальной жидкости. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости (уравнения Эйлера).

40. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной и реальной жидкостей. Геометрическая и физическая (энергетическая) сущность уравнения Бернулли. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.

41. Основное уравнение равномерного движения жидкости. Распределение скоростей по поперечному сечению потока при ламинарном и турбулентном движениях. Потери по длине и на местных сопротивлениях.

42. Типы трубопроводов. Расчет гидравлических трубопроводов. Гидравлический удар в трубопроводах.

43. Истечение через малые и большие отверстия, из насадков. Истечение при переменном напоре.

44. Незатопленные и затопленные гидравлические струи. Воздействие струй на твердую преграду.

45. Второй закон Ньютона как база общей теории подобия. Виды законов подобия. Закон Фруда. Закон Рейнольдса.

46. Конструктивные схемы и принцип действия центробежных, меридиональных и осевых гидромашин. Понятия напора, подачи, мощности и КПД.
47. Кинематика потока жидкости в межлопаточном пространстве. Основное уравнение центробежного насоса. Производительность центробежного насоса.
48. Влияние геометрических параметров рабочего колеса на вид теоретической характеристики центробежного насоса. Действительная индивидуальная характеристика центробежного насоса.
49. Зависимости между основными рабочими параметрами центробежной гидромашинны.
50. Кинематика потока жидкости в осевой гидромашине. Теоретический напор и подача осевой гидромашинны. Действительная характеристика осевой гидромашинны.
51. Понятие подобных гидромашин, уравнения подобия. Пересчет рабочих характеристик лопатных гидромашин при изменении геометрических размеров и частоты вращения. Удельная частота.
52. Классификация и принцип действия поршневых насосов. Характеристика подачи, воздушные колпаки. Индикаторная диаграмма работы.
53. Характеристика насосной установки, методика ее построения. Работа насоса на сеть, определение рабочей точки насосной установки. Регулирование режима работы насоса. Последовательная и параллельная работа насоса на сеть.
54. Понятие силового потока, силовой передачи, привода. Мощность как произведение силового и кинематического факторов передачи. Трансформатор крутящего момента. Циркуляция мощности в силовой передаче.
55. Принципы использования жидкостного звена в гидропередаче. Классификация гидроприводов. Функциональная схема и основные параметры ОГП. Функциональные схемы гидромеханических передач (гидромуфта, гидротрансформатор).
56. Требования, предъявляемые к РЖ. Основные эксплуатационные параметры РЖ. Особые состояния РЖ.
57. Гидравлические фильтры, сепараторы. Теплообменные аппараты гидроприводов.
58. Понятие насоса. Роторные насосы (конструкция, принцип действия). Основные параметры роторных насосов, их технические характеристики. Принципы выбора приводящих двигателей для насосов.
59. Устройство и отличительные особенности аксиально-поршневых гидромашин. Принцип работы.
60. Шестеренные машины с внешним и внутренним зацеплением. Характеристики, устройство.
61. Пластинчатые насосы. Характеристики. Устройство и принцип работы.

62. Устройство и отличительные особенности радиально-поршневых гидромашин. Принцип работы.

63. Классификация гидродвигателей. Устройство, принцип действия и основные параметры роторных гидродвигателей.

64. Классификация гидродвигателей. Типы гидроцилиндров, принципы их действия, основные параметры. Устройство, принцип действия и основные параметры поворотных гидродвигателей.

65. Гидравлические клапаны давления. Гидравлические дроссели и регуляторы потока. устройство и назначение.

66. Гидравлические распределители, устройство и назначение. Гидравлические клапаны соотношения расходов.

67. Устройство и принцип работы гидравлического замка. Назначение. Односторонние и двухсторонние гидравлические замки.

68. Устройство и принцип работы тормозного клапана. Назначение.

69. Устройство и принцип работы предохранительного клапана. Назначение. Дифференциальный предохранительный клапан. Двухступенчатый предохранительный клапан. Клапан прямого действия.

70. Устройство и принцип работы редуционного клапана. Назначение.

71. Гидравлические фильтры, сепараторы. Теплообменные аппараты гидроприводов.

72. Герметизация соединений уплотнительными кольцами, манжетами, металлическими уплотнительными устройствами. Гидробаки, гидроаккумуляторы, гидролинии. Соединения трубопроводов и гибких рукавов.

73. Расчетные зависимости для рабочих параметров ОГП. КПД объемного гидропривода как произведение коэффициента трансформации моментов на передаточное число. Последовательность проектного расчета ОГП поступательного и вращательного движения.

74. Дроссельное регулирование скорости выходного звена ОГП. Применение насосов с автоматическим регулятором подачи в ОГП с дроссельным регулированием. Машинное (объемное) регулирование ОГП.

75. Принцип построения золотниковых гидравлических усилителей мощности (ГУ), типовые схемы. Усилители типа «сопло-заслонка». Усилители со струйной трубкой.

76. Электрогидравлические усилители мощности (ЭГУ).

77. Принципы организации следящего гидропривода. Типовые схемы следящих приводов.

78. Конструктивные схемы гидромуфты и гидротрансформатора. Основы теории гидродинамических передач. Способы регулирования режима работы гидромуфты, ее характеристики. Основные характеристики гидротрансформатора.

IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1 Основная литература

1. Ловкис, З.В. Гидравлика : учебное пособие / З.В. Ловкис. – Минск : Беларус. навука, 2012. – 439 с.
2. Малашкина, В.А. Гидравлика : учебное пособие / В.А. Малашкина. – М. : Горная книга, 2012. – 103 с.
3. Суханов, П.П. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие / П.П. Суханов, Ю.И. Разинов. – Казань : Изд-во Казан. гос. технол. ун-та, 2010. – 159 с.
4. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – М. : Альянс, 2010. – 424 с.

4.2 Дополнительная литература

1. Маховиков, Б.С. Гидравлический и пневматический приводы : учебное пособие / Б.С. Маховиков, О.В. Кабанов. – СПб : Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет), 2006. – 144 с.
2. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин / П.В. Коваль. – М. : Машиностроение, 1979. – 319 с.
3. Медведев, В.Ф. Гидравлика и гидравлические машины / В.Ф. Медведев. – Минск : Вышэйшая школа, 1998. – 450 с.
4. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.И. Бейлин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1973. – 504 с.
5. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М. : Машиностроение, 1982. – 464 с.
6. Петренко, С.М. Основы проектирования объемных гидроприводов горных машин / С.М. Петренко. – Минск : БИТУ, 2003. – 97 с.
7. Петренко, С.М. Гидромеханический привод горных машин : методическое пособие для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» заочной формы обучения / С.М. Петренко. – Минск : БИТУ, 2009. – 34 с.
8. Петренко, С.М. Проектный расчет гидропривода вращательного движения : методическое пособие для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» заочной формы обучения / С.М. Петренко. – Минск : БИТУ, 2011. – 48 с.
9. Юшкин, В.В. Основы расчета объемного гидропривода : учебное пособие для вузов / В.В. Юшкин. – Минск : Вышэйшая школа, 1982. – 93 с.
10. Лабораторный практикум по гидравлике, гидравлическим машинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер. – Минск : Вышэйшая школа, 1980. – 224 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Практическая работа

«Гидравлический расчет трубопроводов ОГП»

Типоразмер любого трубопровода характеризуется условным проходом d_y , примерно равным внутреннему диаметру трубы d .

Учитывая рекомендацию СЭВ ВС 3644-72, регламентирующую скорость v_d потоков рабочей жидкости в трубопроводах, принимаем:

- для всасывающих трубопроводов $v_{\text{доп}} \leq 1,6$ м/с;
- для напорных трубопроводов $v_{\text{доп}} \leq 3,4$ м/с;
- для сливных трубопроводов $v_{\text{доп}} \leq 2$ м/с.

Расчет внутреннего диаметра и толщины стенки трубы проводится по формулам

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\text{доп}}}},$$
$$\delta = \frac{dK}{2\left(\frac{\sigma_p}{P_H} - 1\right)},$$

где $K = 3$ – коэффициент запаса прочности;

$\sigma_p = 190$ МПа – допустимое напряжение материала на разрыв для стали

45.

Для всасывающего трубопровода $Q = 182,4$ л/мин

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 182,4}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 60000}} = 0,22 \text{ м.}$$

По ГОСТ 16516-80 принимаем $d_{\text{вс}} = 250$ мм.

Минимально допустимая толщина стенки δ мм всасывающего трубопровода

$$\delta_{\text{вс}} = \frac{250 \cdot 3}{2 \cdot \left(\frac{190}{0,1} - 1\right)} = 0,197 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 принимаем для всасывающего трубопровода трубу стальную бесшовную холодно-деформируемую с толщиной стенки $\delta_{\text{вс}} = 0,5$ мм и наружным диаметром $d_{\text{вс нар}} = 21$ мм.

Таким образом, истинная средняя скорость во всасывающем трубопроводе составит

$$v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 182,4}{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 60000} = 0,06 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Для напорного трубопровода $Q = 182,4$ л/мин и $P = 17$ МПа.

$$d_{\text{нап 1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 182,4}{3,14 \cdot 4,25 \cdot 60000}} = 0,03 \text{ м.}$$

По ГОСТ 16516-80 принимаем $d_{\text{нап 1}} = 32$ мм.

$$\delta_{\text{нап1}} = \frac{32 \cdot 3}{2 \cdot \left(\frac{190}{17} - 1\right)} = 4,7 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 принимаем для напорного трубопровода трубу стальную бесшовную холодно-деформируемую с толщиной стенки $\delta_{\text{нап1}} = 5$ мм и наружным диаметром $d_{\text{нап1}} = 32$ мм.

$$v_{\text{нап1}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{нап1}}^2} = \frac{4 \cdot 182,4}{3,14 \cdot 0,32^2 \cdot 60000} = 3,78 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для напорного трубопровода $Q = 42,6$ л/мин и $P = 17$ МПа.

$$d_{\text{нап2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 42,6}{3,14 \cdot 4,25 \cdot 60000}} = 0,0145 \text{ м.}$$

По ГОСТ 16516-80 принимаем $d_{\text{нап2}} = 16$ мм.

$$\delta_{\text{нап2}} = \frac{16 \cdot 3}{2 \cdot \left(\frac{190}{17} - 1\right)} = 2,36 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 принимаем для напорного трубопровода трубу стальную бесшовную холодно-деформируемую с толщиной стенки $\delta_{\text{нап2}} = 2,36$ мм и наружным диаметром $d_{\text{нап2}} = 16$ мм.

$$v_{\text{нап2}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{нап2}}^2} = \frac{4 \cdot 42,6}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 60000} = 3,53 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для сливного трубопровода $Q = 42,6$ л/мин

$$d_{\text{сл1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 42,6}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 60000}} = 0,048 \text{ м.}$$

По ГОСТ 16516-80 принимаем $d_{\text{сл1}} = 50$ мм.

$$\delta_{\text{сл1}} = \frac{50 \cdot 3}{2 \cdot \left(\frac{190}{0,5} - 1\right)} = 0,197 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 принимаем для сливного трубопровода трубу стальную бесшовную холодно-деформируемую с толщиной стенки $\delta_{\text{сл1}} = 0,5$ мм и наружным диаметром $d_{\text{сл.нар1}} = 50$ мм.

$$v_{\text{сл1}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{сл1}}^2} = \frac{4 \cdot 42,6}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 60000} = 0,36 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для сливного трубопровода $Q = 85,2$ л/мин

$$d_{\text{сл2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 85,2}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 60000}} = 0,067 \text{ м.}$$

По ГОСТ 16516-80 принимаем $d_{\text{сл2}} = 80$ мм.

$$\delta_{\text{сл2}} = \frac{80 \cdot 3}{2 \cdot \left(\frac{190}{0,5} - 1\right)} = 0,31 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 принимаем для сливного трубопровода трубу стальную бесшовную холодно-деформируемую с толщиной стенки $\delta_{сл2} = 0,5$ мм и наружным диаметром $d_{сл.нар2} = 80$ мм.

$$v_{сл2} = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_{сл2}^2} = \frac{4 \cdot 85,2}{3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 60000} = 0,28 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Для сливного трубопровода $Q = 127,8$ л/мин

$$d_{сл3} = \sqrt{\frac{4 \cdot 127,8}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 60000}} = 0,082 \text{ м.}$$

По ГОСТ 16516-80 принимаем $d_{сл3} = 100$ мм.

$$\delta_{сл3} = \frac{100 \cdot 3}{2 \cdot \left(\frac{190}{0,5} - 1\right)} = 0,39 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 принимаем для сливного трубопровода трубу стальную бесшовную холодно-деформируемую с толщиной стенки $\delta_{сл3} = 0,5$ мм и наружным диаметром $d_{сл.нар3} = 100$ мм.

$$v_{сл3} = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_{сл1}^2} = \frac{4 \cdot 127,8}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 60000} = 0,27 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$