

**Белорусский национальный технический университет
Факультет транспортных коммуникаций
Кафедра «Механизация и автоматизация дорожно-строительного
комплекса»**

**ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО
УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ**

Гидравлика, гидромашины и гидропривод

**для специальности 6-05-0715-07 «Эксплуатация наземных транспортных
и технологических машин и комплексов»,
профилизация «Эксплуатация и технический сервис подъемно-
транспортных, дорожно-строительных и технологических машин
строительного комплекса»**

Составитель: А.Н. Смоляк, доцент кафедры «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса», канд.техн.наук, доцент

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Электронный учебно-методический комплекс (далее – ЭУМК) «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» предназначен для студентов специальности 6-05-0715-07 «Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов», профилизация «Эксплуатация и технический сервис подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса». ЭУМК состоит из взаимосвязанных основных методических материалов: теоретического раздела, лабораторных и практических занятий, рекомендаций по выполнению курсовой работы, вопросов для самостоятельной проработки и списка рекомендуемой литературы. Предложенные материалы являются теоретической основой для изучения учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод». При написании учебно-методического комплекса использованы материалы, изложенные в учебниках, учебных пособиях, методических указаниях, технических нормативно-правовых актов, научных статьях, материалах научно-практических конференций. Настоящий учебно-методический комплекс отражает опыт преподавания данной дисциплины, накопленный на кафедре «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса» БНТУ.

Цели ЭУМК

Целью ЭУМК является формирование у студентов знаний, умений и профессиональных навыков по основным принципам и методам проектирования и эксплуатации наземных транспортных и технологических машин, оборудованных объемным гидроприводом. Направленность и содержание учебной дисциплины определена характером будущей инженерной деятельности специалиста в сфере строительного комплекса, в проектно-конструкторских, научно-исследовательских, ремонтно-строительных и других эксплуатационных организациях.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

ЭУМК включает учебные, научные и методические материалы по учебной дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод». Состоит из четырех разделов: теоретического, практического, контроля знаний, вспомогательного (литература). Теоретический раздел включает курс лекций – теоретические сведения по вопросам программы. Практический раздел состоит из перечня тем лабораторных занятий, методических указаний и рекомендаций по инженерным расчетам для выполнения курсовой работы. В разделе контроля знаний приведены вопросы для подготовки к сдаче экзамена по изучаемой дисциплине. Вспомогательный раздел состоит из учебной программы, перечня основных и дополнительных литературных источников.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

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

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
I ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	8
Тема 1 ПРАКТИЧЕСКОЕ И ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ЗНАЧЕНИЕ ГИДРАВЛИКИ, ГИДРОМАШИН И ГИДРОПРИВОДА В СОВРЕМЕННОМ И ПЕРСПЕКТИВНОМ МАШИНОСТРОЕНИИ.....	8
1.1 История развития гидравлики, гидромашин и гидропривода...8	
1.2 Техническое и экономическое значение гидравлики и гидропривода в современном и перспективном машиностроении.....	10
Тема 2 ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА, ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТРЕБОВАНИЯ К РАБОЧИМ ЖИДКОСТЯМ ГИДРОПРИВОДОВ.....	12
2.1 Свойства жидкостей. Их основные и вспомогательные функции в гидроприводах.....	12
2.2 Основные характеристики жидкостей.....	14
2.3 Классы чистоты рабочих жидкостей.....	19
2.4 Факторы, влияющие на рабочие характеристики жидкостей и на их выбор для гидроприводов.....	21
2.5 Гидростатическое давление и его свойства.	24
2.6 Дифференциальное уравнение равновесия жидкости (уравнение Эйлера).....	27
2.7 Основное уравнение гидростатики (закон Паскаля).....	29
2.8 Основные виды движения жидкости.	31
2.9 Живое сечение потока.	32
2.10 Расход и средняя скорость жидкости.....	33
2.11 Уравнение неразрывности потока жидкости.....	33
2.12 Уравнение Бернулли и его частные случаи.....	34
2.13 Ламинарный и турбулентный режим движения жидкости.....	39
Тема 3 ДВИЖЕНИЕ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ГИДРОЛИНИЯХ ПРИВОДОВ.....	41
3.1 Классификация гидролиний, цели и задачи их расчета.....	41
3.2 Методика расчета гидролиний при их последовательном и параллельном соединениях.....	45
3.3 Особенности расчета всасывающих и нагнетательных гидролиний.....	50
3.4 Потери давления по длине гидролиний и на местных сопротивлениях.....	53
3.5 Кавитация.....	64
3.6 Облитерация зазоров в гидравлических устройствах	66
3.7 Гидравлический удар.....	67

Тема 4 ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ.....	70
4.1 Общие сведения о гидравлических машинах.....	70
4.2 Объемные гидромашины с поступательным движением входных и выходных звеньев.....	72
4.3 Роторные гидромашины.....	78
4.4 Регулирование рабочего объема гидромашин.....	92
4.5 Работа объемных гидромашин в функции насосов и гидромоторов.....	95
4.6 Поворотные гидродвигатели.....	96
4.7 Гидроцилиндры.....	99
 Тема 5 ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОМАШИНЫ.....	 104
5.1 Назначение, классификация, устройство и принцип работы динамических гидромашин	104
 Тема 6 РЕГУЛИРУЮЩИЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ ГИДРОАППАРАТЫ	
6.1 Назначение и классификация гидроаппаратов.....	106
6.2 Регулирующие гидроаппараты: напорные (предохранительные и переливные) и редуцирующие гидроклапаны прямого и непрямого действия, гидроаппараты управления расходом.....	107
6.3 Направляющие гидроаппараты: направляющие гидрораспределители, обратные гидроклапаны, гидрозамки.....	121
 Тема 7 ГИДРОЕМКОСТИ И КОНДИЦИОНЕРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ.....	 136
7.1 Гидробаки и гидроаккумуляторы.....	136
7.2 Фильтры для очистки рабочей жидкости и теплообменники ...	140
 Тема 8 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	 142
8.1 Классификация и принцип действия гидродинамических передач	
8.2 Гидродинамические муфты и гидротрансформаторы.....	142
 Тема 9 ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ.....	 146
9.1 Гидропривод поступательного, вращательного и поворотного движения	146
9.2 Типовые схемы гидроприводов с разомкнутым и замкнутым потокм рабочей жидкости.....	150
9.3 Гидроприводы с регулированием скорости выходного звена гидродвигателя.....	153
9.4 Гидропривод с несколькими насосами.....	156
9.5 Многодвигательные гидроприводы с параллельным и последовательным подключением гидродвигателей, работающих в условиях одинаковых и различных нагрузок.....	157
9.6 Следящие гидроприводы.....	160

9.7 Гидропривод рулевого управления ходовой системы технологической машины.....	163
9.8 Особенности проектирования, производства, эксплуатации, технической диагностики и ремонта гидроприводов наземных транспортных и технологических машин.....	164
II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	170
2.1 Рекомендации к выполнению лабораторных работ.....	170
Лабораторная работа №1	
Определение вязкости рабочей жидкости.....	174
Лабораторная работа №2	
Экспериментальное определение расхода рабочей жидкости.....	179
Лабораторная работа №3	
Определение рабочего объема роторной гидромашины.....	187
Лабораторная работа №4	
Изучение конструкции и расчет основных параметров гидроцилиндров.....	189
Лабораторная работа №5	
Изучение конструкции и определение основных параметров аксиально- поршневых гидромашин.....	192
Лабораторная работа №6	
Изучение конструкции и принципа работы шестеренного насоса.....	198
Лабораторная работа №7	
Экспериментальное определение характеристик лопастного насоса..	201
Лабораторная работа №8	
Экспериментальное определение характеристик насоса.....	205
стеклоомывателя строительной машины	
Лабораторная работа №9	
Изучении конструкции предохранительных гидроклапанов.....	210
Лабораторная работа №10	
Изучение конструкции золотниковых гидрораспределителей.....	214
Лабораторная работа №11	
Изучение гидропривода многофункциональной строительной машины.....	221
Лабораторная работа №12	
Изучение гидросистемы рабочего оборудования универсального малогобаритного погрузчика.....	224
Лабораторная работа №13	
Экспериментальное определение технических характеристик гидростатической трансмиссии ходового оборудования погрузчика с	

бортовым поворотом.....	230
Лабораторная работа №14	
Изучение гидродинамической трансмиссии ходового оборудования	
мобильной технологической машины.....	242
2.2 Рекомендации к выполнению практических занятий.....	248
Практическая работа №1 Проектирование принципиальной	
гидравлической схемы привода рабочего и ходового оборудования	
строительной машины.....	248
Практическая работа №2 Определение параметров гидродвигателей	
привода рабочего оборудования строительной машины.....	260
Практическая работа №3 Расчет производительности насосов для	
гидропривода строительной машины.....	263
Практическая работа №4 Определение параметров	
гидроаппаратов.....	264
Практическая работа №5 Расчет и выбор диаметров трубопроводов для	
гидропривода строительной машины.....	268
Практическая работа №6 Тепловой расчет гидросистемы.....	269
Практическая работа №7 Расчет объема гидробака.....	270
Практическая работа №8 Определение потерь давления в объемном	
гидроприводе.....	271
2.3 Рекомендации по выполнению курсовой работы.....	273
III КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ.....	283
Вопросы для самоконтроля.....	283
IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ.....	287
4.1 Учебная программа.....	287
4.1.1 Пояснительная записка.....	287
4.1.2 Содержание учебного материала.....	389
4.1.3 Требования к курсовой работе.....	291
4.2 Список рекомендуемой литературы.....	292
Приложение.....	293

ВВЕДЕНИЕ

Электронный учебно-методический комплекс (ЭУМК) «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» предназначен для студентов 2 курса (3 и 4 семестры) специальности 6-05-0715-07 «Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов», профилизация «Эксплуатация и технический сервис подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса».

В ЭУМК рассматриваются теоретические основы конструкций и методы проектирования объемных гидроприводов рабочих органов и ходового оборудования подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин.

Объем изучаемой дисциплины в соответствии с учебным планом составляет всего 160 ч., в том числе аудиторных – 84 часов, из них лекций – 34 ч., лабораторные занятия – 34 ч, также в учебном плане отведено на курсовую работу 16 часов аудиторных практических занятий. Форма промежуточной аттестации по дисциплине – экзамен (в 3 семестре) и защита курсовой работы (в 4 семестре).

ЭУМК состоит из взаимосвязанных основных методических материалов: теоретического раздела, практического раздела, включающего лабораторные и практические занятия, пояснения к разделам курсовой работы, рабочей программы, вопросов для самоконтроля и подготовке к экзамену.

Целью изучения учебной дисциплины является формирование у студентов знаний теоретических положений и приобретения практических навыков по проектированию конструкций и эксплуатации подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин, оснащенных объемными гидроприводами. Направленность и содержание учебной дисциплины определена характером будущей инженерной деятельности специалиста в сфере машиностроительного комплекса, в проектно-конструкторских, научно-исследовательских, ремонтно-строительных и других эксплуатационных организациях.

При написании учебно-методического комплекса использованы материалы, изложенные в учебниках, учебных пособиях, методических указаниях, технических нормативно-правовых актов, научных статьях, материалах научно-практических конференций. Настоящий учебно-методический комплекс отражает опыт преподавания данной дисциплины, накопленный на кафедре «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса» БНТУ.

І ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Тема 1 ПРАКТИЧЕСКОЕ И ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ЗНАЧЕНИЕ ГИДРАВЛИКИ, ГИДРОМАШИН И ГИДРОПРИВОДА В СОВРЕМЕННОМ И ПЕРСПЕКТИВНОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

1.1 История развития гидравлики, гидромашин и гидропривода

Исторически гидравлика является одной из самых древних наук в мире. Археологические исследования показывают, что еще за 5000 лет до нашей эры в Китае, а затем в других странах древнего мира найдены описания устройства различных гидравлических сооружений, представленные в виде рисунков (первых чертежей). Естественно, что никаких расчетов этих сооружений не производилось, и все они были построены на основании практических навыков и правил.

Первые указания о научном подходе к решению гидравлических задач относятся к 250 году до н.э., когда Архимедом был открыт закон о равновесии тела, погруженного в жидкость. Потом на протяжении 1500 лет особых изменений гидравлика не получала. Наука в то время почти совсем не развивалась, образовался своего рода застой. И только в XVI-XVII веках нашей эры в эпоху Возрождения, или как говорят историки Ренессанса, появились работы Галилея, Леонардо да Винчи, Паскаля, Ньютона, которые положили серьезное основание для дальнейшего совершенствования гидравлики как науки.

Первым опубликованным сочинением из области гидравлики следует считать книгу голландского ученого Симона Стевина (1548-1620 гг.) «Начало гидростатики» (1585г.), где впервые дано определение силы давления жидкости на дно и стенки сосудов. Изобретение европейцами книгопечатания способствовало распространению накапливающихся знаний по гидравлике Галилео Галилея (1564-1642 гг.). В 1612 году им была опубликована книга «Рассуждение о телах, пребывающих в воде, и о тех, которые в ней движутся», в которой Г. Галилей описал условие плавания тел. Он показал, что гидравлические сопротивления возрастают с увеличением скорости и с возрастанием плотности жидкости. Галилео Галилей впервые разъяснил также понятие вакуума.

Математик и физик Эванджеллист Торричелли (1608 – 1647 гг.) в 1641 году впервые провел опытные исследования истечения жидкости из отверстий и установил пропорциональность скорости истечения жидкости корню квадратному корню из величины напора. Формулы расхода и скорости истечения жидкости из отверстий, полученные Б. Кастелли и Э. Торричелли, принадлежат к основным формулам современной гидравлики и имеют весьма важное практическое решение.

Французский математик, физик и философ Блез Паскаль (1623 – 1662 гг.) в 1661 году сформулировал закон о передаче давления в жидкости, вследствие

чего появилось большое число простых гидравлических машин - гидравлических прессов и домкратов.

Английский физик и математик Исаак Ньютон (1643 – 1727 гг.) в 1687 году сформулировал гипотезу о внутреннем трении жидкости, введя понятие о вязкости жидкости, а также открыл явление сжатия струи при истечении жидкости через отверстие, исследовал относительное равновесие жидкости, приливно-отливные явления в природе и др.

В 1795 году первый патент на гидравлический пресс получил Джозеф Брама со своим помощником Генри Модсли, благодаря которым в 1797 году был построен первый в истории гидравлический пресс.

Основополагающие работы академиков Петербургской академии наук Даниила Бернулли и Леонарда Эйлера живших в XVIII веке, создали прочный фундамент, на котором основывается современная гидравлика.

В конце XVIII века появились первые грузоподъёмные устройства с гидравлическим приводом, в которых рабочей жидкостью служила вода. Первый подъёмный кран с гидравлическим приводом был введён в эксплуатацию в Англии в 1846—1847 годах, и со второй половины XIX века гидропривод получил широкое применение в грузоподъёмных машинах.

В XIX-XX веках существенный вклад в гидродинамику внес "отец русской авиации" Николай Егорович Жуковский.

Создание первых гидродинамических передач связано с развитием в конце XIX века судостроения. В то время в морском флоте стали применять быстроходные паровые машины. Однако, отсутствие в то время технологий по изготовлению высокооборотистых шестеренных передач и средств борьбы с кавитацией не позволяло повысить число оборотов гребных винтов, что привело к созданию принципиально новых передач - гидродинамических. Первый гидравлический трансформатор был изобретен немецким профессором Г. Фётингером (патент 1902 года), и конструктивно объединил в одном корпусе насос, турбину и неподвижный реактор. Однако первая применённая на практике конструкция гидродинамической передачи была создана в 1908 году, и обладала КПД около 83 %. Позднее гидродинамические передачи нашли применение в различных конструкциях транспортных средств для плавного трогания с места. В 1930 году английский конструктор- изобретатель Гарольд Синклер, работая в компании Даймлер, разработал для автобусов трансмиссию, включающую гидромуфту и механическую планетарную передачу. В 1930-х годах запустили в производство первые дизельные локомотивы, оснащенные гидромуфтами в конструкции привода хода.

В СССР первая гидравлическая муфта была создана в 1929 году.

В 1882 году компания Армстронг Уитворс представила экскаватор с гидроприводом ковша. Один из первых гидрофицированных экскаваторов был произведён французской компанией Roclain в 1951 году. Однако эта машина не могла поворачивать башню на 360 градусов. Первый полноповоротный экскаватор с гидроприводом был представлен этой же фирмой в 1960-м году. В начале 1970-х годов гидрофицированные экскаваторы, обладавшие большей производительностью и простотой управления, в основном, вытеснили с рынка

своих предшественников — экскаваторы с канатно-блочным приводом рабочего оборудования.

Английским изобретателем Фредериком Ланчестером в Великобритании в 1902 году был получен впервые патент на гидравлический усилитель мощности. В 1926 году инженер подразделения грузовиков компании Пирс Эрроу (*Pierce Arrow*) продемонстрировал в компании «Дженерал моторс» гидроусилитель руля с хорошими характеристиками, однако автопроизводитель посчитал, что эти устройства будут слишком дорогими, чтобы выпускать их на рынок. Первый, предназначенный для коммерческого использования, гидроусилитель руля был создан компанией Крайслер в 1951 году. Большинство современных мобильных строительных и дорожных машин содержат в конструкции подобные устройства.

Роль гидравлики в современном машиностроении трудно переоценить. Практически все строительные машины содержат в конструкции гидравлические системы.

1.2 Техническое и экономическое значение гидравлики и гидропривода в современном и перспективном машиностроении

Известные преимущества гидропривода определили его широкое применение в самых различных отраслях машиностроения. Одним из сложившихся направлений по созданию новой техники, главным образом для машин с возвратно-поступательным движением рабочего органа, является разработка гидравлических приводов с оригинальными схемами, обеспечивающими новые технологические процессы и улучшающими эксплуатационные показатели по сравнению с показателями существующих механизмов.

Широкое использование гидроприводов в технологическом оборудовании определяется рядом их существенных преимуществ перед другими типами приводов, и прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при малых размерах гидродвигателей.

Гидроприводы обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости, возможность работы в динамических режимах с требуемым качеством переходных процессов, защиту системы от перегрузки и точный контроль действующих усилий.

С помощью гидроцилиндров удается получить прямолинейное движение без кинематических преобразований, а также обеспечить определенное соотношение скоростей прямого и обратного ходов.

Преимущества гидропривода в энергосбережении проистекают из того факта, что один электродвигатель и гидравлический насос могут приводить в действие множество исполнительных механизмов. Кроме того, двигатель гидравлического насоса может быть рассчитан на среднюю нагрузку, которую должна выдерживать система. Это значение средней нагрузки может быть значительно меньше, чем в электромеханических системах, где двигатель, приводящий в движение каждый исполнительный механизм, должен быть рассчитан на пиковые нагрузки.

Гидравлические системы сглаживают потребность в энергии с помощью аккумуляторов. Эти простые устройства хранят энергию в виде жидкости под давлением и высвобождают ее при необходимости, что делает их полезными инструментами при разработке эффективных схем.

Гидравлика также экономит энергию, когда машины должны двигаться медленно. Это связано с тем, что переключение электродвигателей через редукторы может быть неэффективным, так как общий КПД привода зависит от КПД двигателя и коробки передач вместе. Потери мощности в коробке передач в основном связаны с трением, в результате которого выделяется тепло. А трение зависит от качества передачи, геометрических параметров зубчатого зацепления и величины крутящего момента с одновременным действием нагрузки. И, как правило, чем меньше нагрузка и выше передаточное число, тем меньше вероятность того, что коробка передач достигнет заявленной производителем эффективности.

Конечно, гидравлические системы также теряют мощность из-за трения жидкости в насосах, клапанах и трубопроводах, и гидравлические системы должны быть спроектированы так, чтобы нейтрализовать эти эффекты. Современные производители элементов объемных гидроприводов по всему миру вводят более энергоэффективные гидравлические компоненты, от насосов и клапанов до уплотнений, фильтров и даже жидкостей.

Гидротрансформаторы сочетают в себе функции насоса и гидравлического двигателя и могут преобразовывать входной поток при одном давлении в выходной поток при другом давлении. Преобразование также обратимо, за исключением небольших потерь энергии из-за внутреннего трения и утечки. По сути, произведение входного давления и расхода равно выходному давлению и расходу. Эта концепция сравнима с концепцией электрического трансформатора, где произведение напряжения и тока, в принципе, остается постоянным.

Высокоэффективные устройства могут управлять нагрузками с минимальными потерями на дросселирование. Гидротрансформаторы имеют высокий динамический отклик, могут усиливать и непрерывно изменять давление или поток для управления гидродвигателями и исполнительными механизмами, подходят как для стационарного, так и для мобильного оборудования. Поскольку гидротрансформаторы могут преобразовывать высокий поток при низком давлении в меньший поток при более высоком давлении, это дает возможность производить рекуперацию энергии. Например, когда вилочный погрузчик опускает груз, энергия может быть восстановлена и сохранена в аккумуляторе.

Тема 2 ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА, ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТРЕБОВАНИЯ К РАБОЧИМ ЖИДКОСТЯМ ГИДРОПРИВОДОВ

2.1 Свойства жидкостей. Их основные и вспомогательные функции в гидроприводах

Жидкостью в гидравлике называют физическое тело способное изменять свою форму при воздействии на нее сколь угодно малых сил.

Различают два вида жидкостей: жидкости капельные и жидкости газообразные. Капельные жидкости представляют собой жидкости в обычном, общепринятом понимании этого слова (вода, нефть, керосин, масло и т.д.). Газообразные жидкости - газы, в обычных условиях представляют собой газообразные вещества (воздух, кислород, азот, пропан и т.д.).

Основной отличительной особенностью капельных и газообразных жидкостей является способность сжиматься (изменять объем) под воздействием внешних сил. Капельные жидкости (в дальнейшем просто жидкости) трудно поддаются сжатию, а газообразные жидкости (газы) сжимаются довольно легко, т.е. при воздействии небольших усилий способны изменить свой объем в несколько раз (рисунок 2.1).

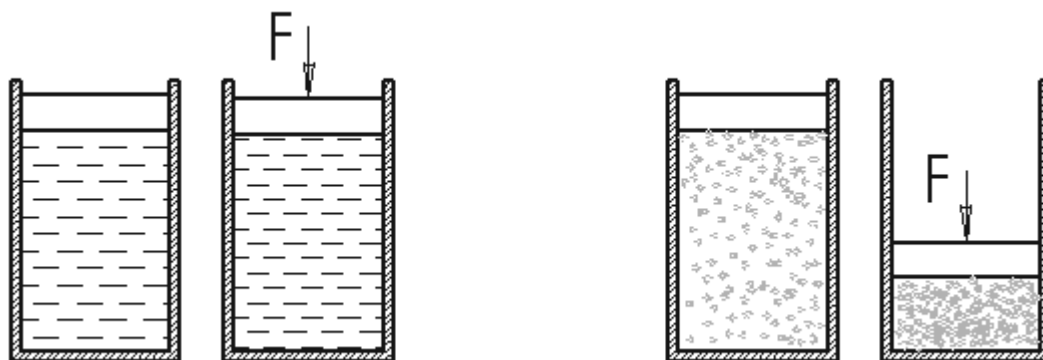


Рисунок 2.1 - Сжатие жидкостей и газов

В гидравлике рассматриваются *реальная* и *идеальная* жидкости.

Идеальная жидкость в отличие от реальной жидкости не обладает внутренним трением, а также трением о стенки сосудов и трубопроводов, по которым она движется. Идеальная жидкость также обладает абсолютной несжимаемостью. Такая жидкость не существует в действительности, и была придумана для облегчения и упрощения ряда теоретических выводов и исследований.

На жидкость постоянно воздействуют внешние силы, которые разделяют на массовые и поверхностные.

Массовые: силы тяжести и инерции. Сила тяжести в земных условиях действует на жидкость постоянно, а сила инерции только при сообщении объему жидкости ускорений (положительных или отрицательных).

Поверхностные: обусловлены воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или воздействием других тел.

Рассмотрим сосуд, наполненный жидкостью. Если выделить в нем бесконечно малый объем жидкости, то на этот объем будут действовать силы со стороны соседних таких же бесконечно малых объемов (рисунок 2.2). Кроме этого на свободную поверхность жидкости действует сила атмосферного давления $P_{атм}$ и силы со стороны стенок сосуда.

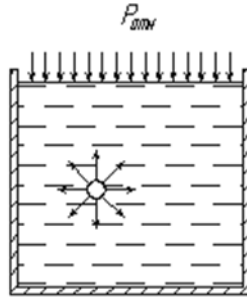


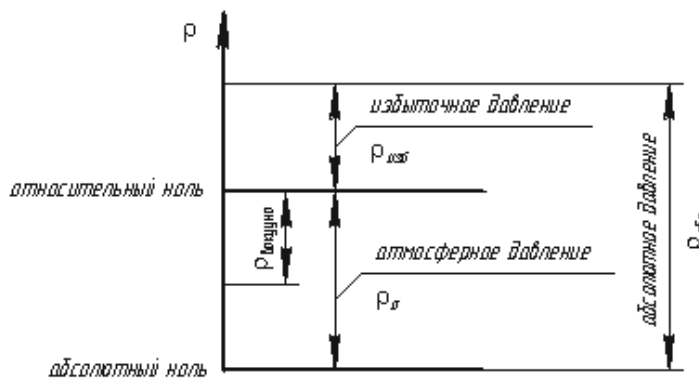
Рисунок 2.2 - Поверхностные силы

Если на жидкость действует какая-то внешняя сила, то говорят, что жидкость находится под давлением. Обычно для определения давления жидкости, вызванного воздействием на нее поверхностных сил, применяется формула

$$P = \frac{F}{S}, \text{ (Па)},$$

где F - сила, действующая на жидкость, Н;
 S - площадь, на которую действует эта сила, м².

Если давление P отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным давлением* $P_{абс}$. Если давление отсчитывают от атмосферного, то оно называется *избыточным* $P_{изб}$. Атмосферное давление постоянно $P_a = 103$ кПа (рисунок 2.3).



$$P_{абс} = P_{изб} + P_a;$$

$$1 \text{ Па} = \frac{1 \text{ Н}}{1 \text{ м}^2}.$$

Рисунок 2.3 - Схема к определению давлений

За единицу измерения давления в Международной системе единиц (СИ) принят паскаль (Па) – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м²:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

Существуют производные единицы измерения давления: "кПа" (килопаскаль), "МПа" (мегапаскаль). В технике в настоящее время продолжают применять некоторые несистемные единицы измерения давления: атмосферы (атм), бары (bar)

$$0,1 \text{ МПа} = 0,987 \text{ атм} \approx 1 \text{ атм} = 1,013 \text{ bar}.$$

2.2 Основные характеристики жидкостей

Одной из основных механических характеристик жидкости является ее плотность. *Плотностью* жидкости называют массу жидкости заключенную в единице объема.

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Удельным весом называют вес единицы объема жидкости, который определяется по формуле:

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ (Н/ м}^3\text{)}.$$

С увеличением температуры удельный вес жидкости уменьшается.

Сжимаемость - свойство жидкости изменять свой объем под действием давления. Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом объемного сжатия, который определяется по формуле

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dP} \text{ (м}^2\text{/Н)},$$

где V - первоначальный объем жидкости,
 dV - изменение первоначального объема, при увеличении давления на величину dP .

Величина обратная сжимаемости называется *модулем объемной упругости* жидкости:

$$K = \frac{1}{\beta} \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Модуль объемной упругости не постоянен и зависит от давления и температуры. При гидравлических расчетах сжимаемостью жидкости обычно пренебрегают и считают жидкости практически несжимаемыми. Сжатие жидкостей в основном обусловлено сжатием растворенного в них газа.

Сжимаемость понижает жесткость гидропривода, т.к., на сжатие затрачивается энергия. Сжимаемость может явиться причиной возникновения автоколебаний в гидросистеме, создает запаздывание в срабатывании гидроаппаратуры и исполнительных механизмах.

Свойство сжимаемости жидкостей используют в гидравлических амортизаторах и пружинах.

Температурное расширение - относительное изменение объема жидкости при увеличении температуры на 1°C при $P = \text{const}$. Характеризуется коэффициентом температурного расширения

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \quad (1/^\circ\text{C}).$$

Поскольку для капельных жидкостей коэффициент температурного расширения ничтожно мал, то при практических расчетах его не учитывают.

Сопротивление растяжению. Особыми физическими опытами было показано, что покоящаяся жидкость (в частности вода, ртуть) иногда способна сопротивляться очень большим растягивающим усилиям. Но в обычных условиях такого не происходит, и поэтому считают, что жидкость не способна сопротивляться растягивающим усилиям.

Силы поверхностного натяжения - эти силы стремятся придать сферическую форму жидкости. Силы поверхностного натяжения обусловлены поверхностными силами и направлены всегда внутрь рассматриваемого объема перпендикулярно свободной поверхности жидкости.

Рассмотрим бесконечно малый объем жидкости на свободной поверхности (рисунок 2.4). На него будут действовать силы со стороны соседних объемов. В результате, если сложить вектора всех сил действующих на рассматриваемый объем, то суммарная составляющая сила будет направлена перпендикулярно внутрь рассматриваемого объема.

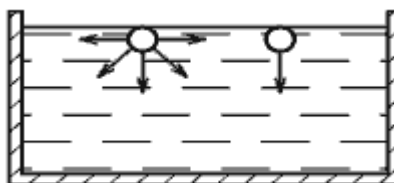


Рисунок 2.4 - Силы поверхностного натяжения

Вязкость жидкости - свойство жидкости сопротивляться скольжению или сдвигу ее слоев. Суть ее заключается в возникновении внутренней силы трения между движущимися слоями жидкости, которая определяется по формуле Ньютона

$$T = \mu S \frac{dv}{dy} \text{ (Н)},$$

где S - площадь слоев жидкости или стенки, соприкасающейся с жидкостью, м^2 ,

μ - динамический коэффициент вязкости, или сила вязкостного трения,

dv/dy - градиент скорости, перпендикулярный к поверхности сдвига.

Отсюда динамический коэффициент вязкости равен:

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv} \text{ (Н·с/м}^2\text{)},$$

где τ - касательные напряжения жидкости, $\tau = T/S$.

При течении вязкой жидкости вдоль твердой стенки происходит торможение потока, обусловленное вязкостью (рисунок 2.5). Скорость уменьшается по мере уменьшения расстояния y от стенки. При этом при $y = 0$, скорость падает до нуля, а между слоями происходит проскальзывание, сопровождающееся возникновением касательных напряжений τ .

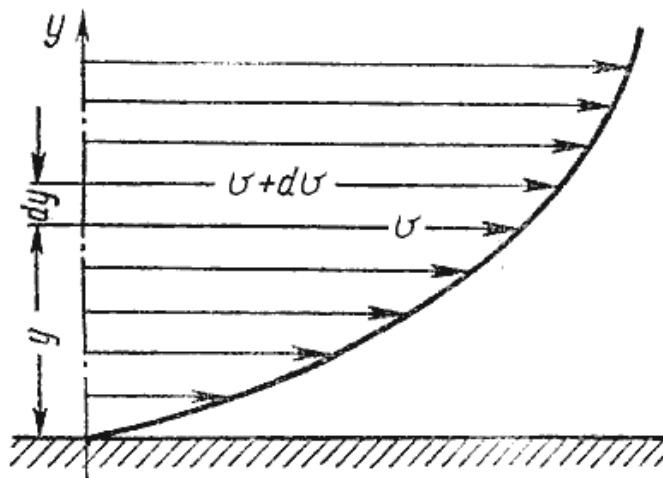


Рисунок 2.5 - Эпюра скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

Величина обратная динамическому коэффициенту вязкости ($1/\mu$) называется *текучестью жидкости*.

Отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости называется кинематическим коэффициентом вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (м}^2\text{/с)}.$$

Величина кинематического коэффициента вязкости ν (произносится "ню"), равная $1\text{ см}^2/\text{с}$ называется стоксом (обозначается - Ст), а $0,01\text{ Ст} = 1\text{ сСт}$ (произносится «сантистокс»).

Приборы, с помощью которых определяется вязкость, называются вискозиметрами. Помимо оценки вязкости с помощью динамического и кинематического коэффициентов пользуются условной вязкостью - градусы Энглера ($^{\circ}\text{E}$). Вязкостью, выраженной в градусах Энглера, называется отношение времени истечения t испытуемой жидкости, объем которой составляет $V = 200\text{ см}^3$, через капилляр $d = 2,8\text{ мм}$ к времени истечения $t_{\text{в}}$ такого же объема воды при температуре $T = 20^{\circ}\text{ C}$:

$$1^{\circ}\text{E} = \frac{t}{t_{\text{в}}}$$

При выше названных условиях время истечения 200 см^3 воды составит $t_{\text{в}} = 51,6\text{ с}$.

Прибор, с помощью которого измеряют вязкость в градусах Энглера, называется вискозиметром Энглера. Для пересчета градусов Энглера в стоксы для минеральных масел применяется формула

$$\nu = 0,073^{\circ}\text{E} - \frac{0,063}{^{\circ}\text{E}}$$

Вязкость жидкости зависит от температуры и от давления. При повышении температуры вязкость жидкости уменьшается и наоборот. У газов наблюдается обратное явление: с повышением температуры вязкость увеличивается, с понижением температуры - уменьшается.

Смазываемость – это способность жидкости в результате адсорбции (поглощения) образовывать на сопряженных поверхностях тонкие пленки — граничные слои, предотвращающие непосредственный контакт поверхностей деталей.

В отличие от вязкости, которая является индивидуальным свойством данной жидкости, смазываемость зависит от свойств не только масла, но и от шероховатости и геометрических параметров сопрягаемых поверхностей.

Пенообразование. Выделение воздуха из рабочей жидкости при падении давления может вызвать пенообразование. На интенсивность пенообразования оказывает влияние содержащаяся в рабочей жидкости вода: даже при ничтожном количестве воды (менее $0,1\%$ по массе рабочей жидкости) возникает устойчивая пена. Образование и стойкость пены зависят от типа рабочей жидкости, от ее температуры и размеров пузырьков, от материалов и покрытий гидроаппаратуры. Особенно пенообразование происходит интенсивно в загрязненных жидкостях и бывших в эксплуатации. При температуре жидкости свыше 70 C происходит быстрый спад пены.

Химическая и механическая стойкость. Характеризует способность жидкости сохранять свои первоначальные физические свойства при эксплуатации и хранении.

Окисление жидкости сопровождается выпадением из нее смол и шлаков, которые откладываются на поверхности элементов гидропривода в виде твердого налета. Снижается вязкость и изменяется цвет жидкости. Продукты окисления вызывают коррозию металлов и уменьшают надежность работы гидроаппаратуры. Налет вызывает заклинивание подвижных соединений, плунжерных пар, дросселирующих отверстий, разрушение уплотнений и разгерметизацию гидросистемы.

Совместимость. Совместимость рабочих жидкостей с конструкционными материалами и особенно с материалами уплотнений имеет очень большое значение. Рабочие жидкости на нефтяной основе совместимы со всеми металлами, применяемыми в гидромашиностроении, и плохо совместимы с уплотнениями, изготовленными из синтетической резины и из кожи. Синтетические рабочие жидкости плохо совмещаются с некоторыми конструкционными материалами и не совместимы с уплотнениями из маслостойкой резины.

Испаряемость жидкости. Испаряемость свойственна всем капельным жидкостям, однако интенсивность испарения неодинакова у различных жидкостей и зависит от условий в которых она находится: от температуры, от площади испарения, от давления, и от скорости движения газообразной среды над свободной поверхностью жидкости (от ветра).

Растворимость газов в жидкостях характеризуется объемом растворенного газа в единице объема жидкости и определяется по закону Генри:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{ж}} k \frac{P}{P_a};$$

где V_{Γ} - объем растворенного газа;
 $V_{\text{ж}}$ - объем жидкости;
 k - коэффициент растворимости;
 P - давление;
 P_a - атмосферное давление.

Коэффициент k имеет следующие значения при 20 С: для воды 0,016, керосина 0,13, минеральных масел 0,08, жидкости АМГ-10 - 0,1. При понижении давления выделяется растворимый в жидкости газ. Это явление может отрицательно сказываться на работе гидросистем.

Суспензией называется смесь веществ, в которой твердый компонент распределен в виде мельчайших частичек в жидком компоненте во взвешенном состоянии.

Суспензии широко используются в производстве керамики, пластмасс, лаков и красок, бумаги.

Типичные суспензии – буровые промывочные растворы, цементные растворы, эмалевые краски.

Теплопроводность жидкостей представляет собой процесс распространения теплоты от более нагретых слоев жидкости (или поверхностей деталей, контактирующих с жидкостью) к менее нагретым слоям, приводящий к выравниванию температур.

Теплопроводность жидкостей характеризуется коэффициентом теплопроводности, который определяет количество тепла, проходящее за время, равное 1 секунде, через слой жидкости площадью 1 м² при градиенте температуры в направлении нормали к площади поверхности, равном 1 К/м. Коэффициент теплопроводности в соответствии с определением измеряется в Вт/(К·м).

Электропроводность определяет способность жидкостей проводить электрический ток.

Прохождение тока через жидкости тесно связано со строением их молекул. Ток в жидкости может быть обусловлен как передвижением ионов, так и перемещением относительно крупных заряженных коллоидных частиц.

Полярные жидкости всегда имеют повышенную электропроводность по сравнению с неполярными, причем возрастание диэлектрической проницаемости приводит к росту проводимости. Сильнополярные жидкости отличаются настолько высокой проводимостью, что рассматриваются уже не как жидкие диэлектрики, а как проводники с ионной электропроводностью.

При длительном пропускании электрического тока через нейтральный жидкий диэлектрик также можно наблюдать возрастание сопротивления за счет переноса свободных ионов к электродам (электрическая очистка).

Удельная проводимость любой жидкости сильно зависит от температуры. С увеличением температуры возрастает подвижность ионов в связи с уменьшением вязкости и может увеличиваться степень тепловой диссоциации. Оба эти фактора повышают проводимость жидкостей.

2.3 Классы чистоты рабочих жидкостей

Классификацию промышленной чистоты рабочих жидкостей, применяемых при изготовлении, эксплуатации и ремонте машин, для рабочих жидкостей систем гидропривода, а также смазочных масел, жидких топлив и растворителей регламентирует межгосударственный стандарт - ГОСТ 17216-2001 «Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей».

В таблице 2.1 приведена зависимость классов чистоты жидкостей от количества загрязнителей, на основе которой производят выбор жидкости для конкретных целей и производственных задач.

Таблица 2.1 - Классы чистоты жидкостей

Класс чистоты	Число частиц загрязнителя в (100±0,5) см жидкости при размере частиц, мкм, не более	Масса загрязнителей,
---------------	---	----------------------

жид- костей										%, не более	
	от 0,5 до 1	св. 1 до 2	св. 2 до 5	св. 5 до 10	св. 10 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	воло- кна		
00	800	400	32	8	4	1	Отсутст- вие	АО	АО	Не нормиру- ется	
0	1600	800	63	16	8	2		Отсут- ствие	Отсу- стви- е		
1		1600	125	32	16	3					
2			250	63	32	4					1
3				125	63	8					2
4				250	125	12	3				
5				500	250	25	4	1			
6				1000	500	50	6	2	1	0,000032	
7				2000	1000	100	12	4	2	0,000064	
8				4000	2000	200	25	6	3	0,000125	
9				8000	4000	400	50	12	4	0,00025	
10				16000	8000	800	100	25	5	0,0005	
11				31500	16000	1600	200	50	10	0,001	
12				63000	31500	3150	400	100	20	0,002	
13					63000	6300	800	200	40	0,004	
14					125000	12500	1600	400	80	0,008	
15						25000	3150	800	160	0,016	
16						50000	6300	1600	315	0,032	
17							12500	3150	630	0,064	

Примечания
1 "Отсутствие" означает, что при взятии одной пробы жидкости частицы заданного размера не обнаружены или при взятии нескольких проб общее число обнаруженных частиц меньше числа взятых проб.
"АО" - абсолютное отсутствие частиц загрязнителя.
3 Зависимость класса чистоты жидкостей от массы содержащегося в ней загрязнителя с учетом числа частиц загрязнителя в жидкости является справочной.
Массы приведены для частиц загрязнителя со средней плотностью 4×10^3 кг/м³ и плотностью жидкости 1×10^3 кг/м³.

2.4 Факторы, влияющие на рабочие характеристики жидкостей и на их выбор для гидроприводов

Рабочая жидкость в гидроприводе служит для передачи энергии от входного звена к выходному. Кроме того, она является смазывающей и антикоррозионной средой и выполняет еще ряд важных функций, определяющих эксплуатационные свойства и технико-экономические показатели гидропривода. При выборе и применении рабочей жидкости следует учитывать ее эксплуатационные свойства, которые, в свою очередь, зависят от многих факторов, тесно связанных с условиями эксплуатации.

К рабочим жидкостям, предназначенным для гидроприводов машин, работающих на открытом воздухе, предъявляются следующие основные требования. Рабочая жидкость должна обладать хорошими смазывающими и антикоррозионными свойствами по отношению к стали, чугуну, бронзе и алюминиевым сплавам; высокой противопенной стойкостью, исключающей образование воздушно-масляных суспензий, а также стойкостью против отложения смолистых осадков; термической и гидролитической стабильностью в процессе эксплуатации и хранения.

Для обеспечения работоспособности гидропривода и его отдельных элементов в зимний период года рабочая жидкость должна иметь температуру застывания на 10 ... 15°С ниже возможной рабочей температуры, вязкость при +50°С не <10 мм²/с, при -40°С — не >1500 мм²/с, а также широкий температурный предел применения по условию подачи рабочей жидкости насосами различных типов. Лучшей принято считать такую рабочую жидкость, вязкость которой мало изменяется при изменении температуры. Рабочая жидкость должна обеспечивать устойчивую работу насосов, постоянство режима гидропривода и сохранять смазочные свойства; должна исключать чрезмерные утечки при высоких температурах и чрезмерные потери давления при низких температурах.

В гидросистемах строительных и дорожных машин в качестве рабочих жидкостей применяются масла на нефтяной основе. Они обладают рядом положительных качеств, наиболее важными из которых следует считать доступность их получения и невысокую стоимость. Для улучшения эксплуатационных свойств в состав рабочих жидкостей вводят присадки. При выборе рабочих жидкостей следует принимать во внимание их наиболее важные свойства: плотность, вязкость, смазывающую способность, антиокислительные, антикоррозионные, антипенные свойства, совместимость с компонентами гидросистемы, физическую и химическую стабильность в процессе эксплуатации и хранения.

Выбор рабочих жидкостей для гидроприводов машин определяется диапазоном рабочих температур, давлением в гидросистеме, скоростями движения выходных звеньев гидродвигателей, конструкционными материалами и материалами уплотнений, особенностями эксплуатации гидросистемы, условиями хранения машин. Рабочую жидкость выбирают по вязкости и прежде всего исходя из условий работы насосов. При этом учитывают диапазон изменения температуры рабочей жидкости при эксплуатации гидропривода, а также изменение зазоров между деталями насосов, вызванное их износом. Минимальная вязкость рабочей жидкости, соответствующая максимальной температуре, устанавливается по допустимым объемным потерям прочности пленки жидкости. Максимальная вязкость рабочей жидкости, соответствующая минимальной температуре, устанавливается по работоспособности насоса, характеризующейся заполнением его рабочих камер или предельным значением расхода жидкости, подаваемого насосом. Именно несоответствие предельного значения вязкости рабочей жидкости окружающей температуре воздуха приводит к возникновению «сухого» трения подвижных частей насоса,

кавитации, интенсивному износу и, как следствие, к выходу насоса из строя. Оптимальная вязкость рабочей жидкости, при которой обеспечиваются высокие эксплуатационные показатели, лежит между минимальным и максимальным значениями вязкости. Исходя из опыта эксплуатации, оптимальную вязкость принимают для шестеренных насосов $20 \text{ мм}^2/\text{с}$, для пластинчатых $25 \text{ мм}^2/\text{с}$, аксиально-поршневых $30 \text{ мм}^2/\text{с}$. Установив для конкретного гидропривода условия его работы в определенном интервале температур и значения минимальной, максимальной и оптимальной вязкости, осуществляют подбор соответствующей марки рабочей жидкости. Выбор рабочей жидкости также зависит от таких важных показателей, как рабочее давление и скорость движения выходного звена гидродвигателя. При этом рекомендуется при высоких давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при более низких – пониженной вязкости.

Гидроприводы строительных машин содержат много элементов (исполнительных, управления, вспомогательных), которые размещены по всей машине с большой протяженностью трубопроводов. Кроме того, машины эксплуатируются круглогодично на открытом воздухе при различных температурных условиях. Особенности эксплуатации строительных машин часто затрудняют обеспечение их теплового состояния, которое влияет на работоспособность их объемных гидроприводов, на производительность машин и их ресурс.

В гидроприводах строительных и дорожных машин основными потребителями тепла являются гидробак и гидроцилиндры. Это связано с их объемами и массами. Данные элементы содержат основной объем рабочей жидкости гидросистемы машин. При этом гидравлический бак имеет меньшую охлаждающую способность по сравнению с гидроцилиндрами. Гидроцилиндры размещены на рабочем органе машины в непосредственном контакте с окружающим воздухом и не оснащаются средствами прогрева. В результате происходит изменение их теплового состояния, влияющего на их техническое состояние. При низких отрицательных температурах увеличиваются износы уплотнений гидроцилиндров.

К примеру, у одноковшовых экскаваторов пятой размерной группы на рабочий орган устанавливается 4 гидроцилиндра, на бульдозере с неповоротным отвалом с рыхлительным оборудованием 5 гидроцилиндров. При этом следует учитывать потерю тепла в трубопроводах, аппаратуре регулирования. Поэтому перед началом работы объемного гидропривода необходимо прогреть жидкость до рабочей температуры (50 градусов). Для этого применяют системы прогрева рабочей жидкости в гидробаке (поддержанию теплового состояния гидробака), которыми оснащаются некоторые строительные машины.

Прогрев одновременным включением всех потребителей затруднен по причине ограниченности количества тепла в гидробаке. Поэтому необходима система автоматизации процесса прогрева элементов гидросистемы машины.

Если система подогрева не предусмотрена в конструкции, применяют следующие методы для подготовки (подогрева) рабочей жидкости перед

началом работ: дросселирование, электропрогрев, прогрев выхлопными газами, включение циркуляции рабочей жидкости по малому замкнутому контуру.

Для работы в объемных гидроприводах строительных машин могут быть рекомендованы следующие рабочие жидкости.

Рабочая жидкость АМГ-10 предназначена для гидросистем мобильной техники, работающей в интервале температур окружающей среды от -60 до $+55$ °С. Вырабатывается из продуктов гидрокрекинга смеси парафинистых сортов нефти и состоящей из нафтеновых и изопарафиновых углеводородов. Содержит загущающую и антиокислительную присадки, а также специальный отличительный органический краситель.

Рабочую жидкость ВМГЗ получают путем смешения маловязкой минеральной основы с загущающими антиокислительной, противоизносной, противокоррозийной и антипенной присадками. Применяется всесезонно в гидроприводах дорожно-строительных, подъемно-транспортных и других мобильных машин. Хорошо совмещается со всеми металлами и уплотнительными устройствами. Допускаемый диапазон изменения рабочих температур у этой жидкости составляет $-55...+55$ °С. Кратковременно допускается повышение температуры до 90 °С.

Гидравлическое масло МГЕ-46В предназначено для гидрообъемных передач, и его вырабатывают на базе индустриальных масел с антиокислительной, противоизносной, депрессорной и антипенной присадками. Масло обладает высокой стабильностью эксплуатационных (вязкостных, противоизносных, антиокислительных) свойств, не агрессивно по отношению к материалам, применяемым в гидроприводе. Предназначено для гидравлических систем (гидростатического привода) строительной и дорожной техники, работающей при давлении до 35 МПа с кратковременным повышением до 42 МПа. Работоспособно в диапазоне температур от -10 до $+80$ °С и рекомендуется для работы в гидроприводах с аксиально-поршневыми гидромашинами.

Масло МГ-8А обладает достаточно высоким уровнем противоизносных свойств. Применяется в гидравлических системах навесного оборудования и рулевого управления тракторов, мобильных строительных и дорожных машин.

При эксплуатации гидроприводов нужно создавать такие условия, при которых рабочая жидкость возможно дольше сохраняла бы свои первоначальные физические свойства.

Более 70% поломок гидроагрегатов вызвано наличием загрязнений гидравлических жидкостей. Для сохранения рабочих характеристик жидкостей объемных гидроприводов строительных и дорожных машин необходимо следующее:

– следить, чтобы не происходило смешивание рабочей жидкости с водой, эмульсией и с технологическими жидкостями;

– следить, чтобы в жидкость не попадали пыль и другие механические частицы; с этой целью нужно фильтровать жидкость перед ее заливкой в гидросистему и уплотнять резервуары, содержащие рабочую жидкость;

- содержать жидкости в плотно закрываемой таре; не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации жидкости; при заправках и доливках гидросистемы пользоваться чистым заправочным инвентарем;
- одновременно с плановыми техническими обслуживаниями машин и их гидроприводов проводить техническое обслуживание рабочих жидкостей;
- в установленные сроки проводить смену рабочих жидкостей, а также в случае изменения вязкости на 50%, а в ответственных гидроприводах (например, подъемно-транспортных машин) – на 25% от первоначальной.

2.5 Гидростатическое давление и его свойства

В покоящейся жидкости всегда присутствует сила давления, которая называется *гидростатическим давлением*.

Жидкость оказывает силовое воздействие на дно и стенки сосуда. Частицы жидкости, расположенные в верхних слоях водоема, испытывают меньшие силы сжатия, чем частицы жидкости, находящиеся у дна.

Рассмотрим резервуар с плоскими вертикальными стенками, наполненный жидкостью (рисунок 2.6, а). На дно резервуара действует сила P равная весу налитой жидкости

$$G = \gamma V,$$

$$\text{т.е. } P = G.$$

Если эту силу P разделить на площадь дна S_{abcd} , то мы получим *среднее гидростатическое давление*, действующее на дно резервуара.

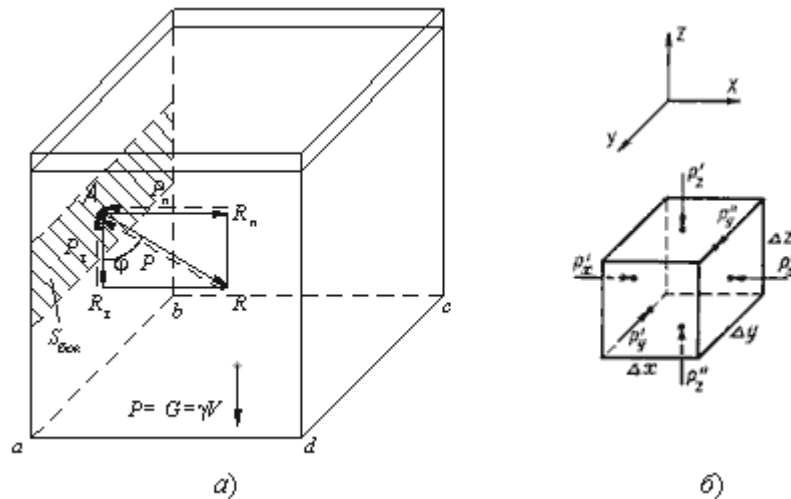
$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{S_{abcd}}$$

Гидростатическое давление обладает следующими важными свойствами.

Свойство 1. В любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке касательной к выделенному объему и действует внутрь рассматриваемого объема жидкости.

Для доказательства этого утверждения вернемся к рисунку 2.6, а.

Выделим на боковой стенке резервуара площадку $S_{бок}$ (заштриховано). Гидростатическое давление действует на эту площадку в виде распределенной силы, которую можно заменить одной равнодействующей, которую обозначим P . Предположим, что равнодействующая гидростатического давления P , действующая на эту площадку, приложена в точке A и направлена к ней под углом φ (на рисунке 2.6 обозначена штриховым отрезком со стрелкой). Тогда сила реакции стенки R на жидкость будет иметь ту же самую величину, но противоположное направление (сплошной отрезок со стрелкой). Указанный вектор R можно разложить на два составляющих вектора: нормальный R_n (перпендикулярный к заштрихованной площадке) и касательный R_τ к стенке.



а) - первое свойство гидростатического давления;
 б) - второе свойство гидростатического давления

Рисунок 2.6 - Схема, иллюстрирующая свойства гидростатического давления

Сила нормального давления R_n вызывает в жидкости напряжения сжатия. Этим напряжениям жидкость легко противостоит. Сила R_t действующая на жидкость вдоль стенки, должна была бы вызвать в жидкости касательные напряжения вдоль стенки и частицы должны были бы перемещаться вниз. Но так как жидкость в резервуаре находится в состоянии покоя, то составляющая R_t отсутствует. Таким образом доказано первое свойство гидростатического давления.

Свойство 2. Гидростатическое давление неизменно во всех направлениях.

В жидкости, заполняющей какой-то резервуар, выделим элементарный кубик с очень малыми сторонами $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ (рисунок 2.6, б).

На каждую из боковых поверхностей будет давить сила гидростатического давления, равная произведению соответствующего давления P_x, P_y, P_z на элементарные площади. Обозначим вектора давлений, действующие в положительном направлении (согласно указанным координатам) как P'_x, P'_y, P'_z , а вектора давлений, действующие в обратном направлении соответственно P''_x, P''_y, P''_z . Поскольку кубик находится в равновесии, то можно записать равенства

$$\begin{aligned}
 P'_x \Delta y \Delta z &= P''_x \Delta y \Delta z \\
 P'_y \Delta x \Delta z &= P''_y \Delta x \Delta z \\
 P'_z \Delta x \Delta y + \gamma \Delta x, \Delta y, \Delta z &= P''_z \Delta x \Delta y
 \end{aligned}$$

где γ - удельный вес жидкости;
 $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ - объем кубика.

Сократив полученные равенства, найдем, что

$$\begin{aligned}P'_x &= P''_x; \\P'_y &= P''_y; \\P'_z + \gamma\Delta z &= P''_z.\end{aligned}$$

Членом третьего уравнения $\gamma\Delta z$, как бесконечно малым по сравнению с P'_z и P''_z , можно пренебречь и тогда окончательно

$$\begin{aligned}P'_x &= P''_x; \\P'_y &= P''_y; \\P'_z &= P''_z\end{aligned}$$

Вследствие того, что кубик не деформируется (не вытягивается вдоль одной из осей), надо полагать, что давления по различным осям одинаковы, т.е.

$$P'_x = P''_x = P'_y = P''_y = P'_z = P''_z$$

Это доказывает второе свойство гидростатического давления.

***Свойство 3.** Гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве.*

Это положение не требует специального доказательства, так как ясно, что по мере увеличения погружения точки давление в ней будет возрастать, а по мере уменьшения погружения уменьшаться. Третье свойство гидростатического давления может быть записано в виде

$$P = f(x, y, z)$$

2.6 Дифференциальное уравнение равновесия жидкости (уравнение Эйлера)

Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера) позволяют установить зависимость гидростатического давления в функции от координат

$$p = f(x, y, z).$$

На рисунке 2.7 приведена схема, иллюстрирующая дифференциальное уравнение равновесия жидкости.

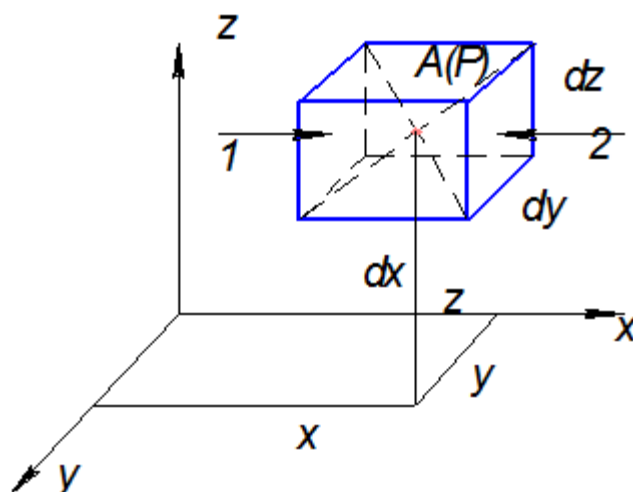


Рисунок 2.7 – Схема, иллюстрирующая дифференциальные уравнения равновесия жидкости

Выделим элементарный объем жидкости в форме параллелепипеда. Будем рассматривать его, как твердое тело и разместим в системе координат x, y, z . На параллелепипед действуют поверхностные и массовые силы. Определим их последовательно.

Составим три уравнения действующих поверхностных сил на грани параллелепипеда:

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum F_z = 0.$$

Равновесие параллелепипеда обеспечивается шестью проекциями сил – по числу граней. В уравнение $\sum F_x = 0$ суммы проекций сил на ось x войдут только две силы, которые обозначены на рисунке 2.7 цифрами 1 и 2. Обозначим силы 1 и 2 как F_1 и F_2 .

Тогда сила F_1 давления p_1 на грань параллелепипеда определяется произведением давления p_1 и площади грани $dydz$:

$$F_1 = p_1 \cdot dydz, \quad (2.1)$$

где p_1 – среднее гидростатическое давление, МПа.

При определении силы F_2 следует учитывать, что давления $p_1 \neq p_2$.

Тогда сила F_2 давления p_2 на грань параллелепипеда определяется произведением давления p_2 и площади аналогичной противоположной грани $dydz$:

$$F_2 = p_2 \cdot dydz,$$

Определим среднее гидростатическое давление как функцию, зависящую (в общем случае) от трех аргументов: $p = f(x, y, z)$. При этом нужно учитывать, что при переходе от одной грани к противоположной другой грани параллелепипеда давление будет изменяться в зависимости только от одной координаты, расположенной на оси, перпендикулярной рассматриваемым граням. Так, для

давлений p_1 и p_2 аргументы y и z остаются неизменными. Переменным будет только один аргумент – x . Следовательно,

$$p_2 = p_1 + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx. \quad (2.2)$$

Тогда сила

$$F_2 = (p_1 + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx) \cdot dydz. \quad (2.3)$$

Учитывая, что сила F_2 имеет направление противоположное силе F_1 , в уравнении суммы проекций сил на ось Ox будем определять силу F_2 со знаком «минус».

Определим проекции объемных сил на ось x .

Проекция объемной силы dM на ось x (обозначим dM_x) равна произведению массы выделенного объема жидкости в форме параллелепипеда на соответствующую проекцию ускорения объемной силы, т.е.

$$dM_x = m \cdot X = \rho \cdot dx dy dz \cdot X, \quad (2.4)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$dx dy dz$ – объем выделенного элемента, м³;

X – проекция ускорения массовой силы на ось Ox , м/с².

Сумма проекций поверхностных и объемных сил на ось Ox равна:

$$\sum F_x = p_1 \cdot dydz - (p_1 + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dydz + \rho \cdot dx dy dz \cdot X = 0. \quad (2.5)$$

После некоторых преобразований и деления на $dx dy dz$ получим

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot X = 0. \quad (2.6)$$

Аналогично получим два других уравнения $\sum F_y = 0$; $\sum F_z = 0$.

Таким образом, при условии равновесия жидкости имеем три дифференциальных уравнения:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot X &= 0; \\ -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho \cdot Y &= 0; \\ -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho \cdot Z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Система уравнений (2.7) равновесия жидкости относится как к несжимаемой, так и к сжимаемой жидкости.

Данная система уравнений была получена Леонардом Эйлером в 1755 году.

2.7 Основное уравнение гидростатики (закон Паскаля)

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, когда на нее действует только одна массовая сила - сила тяжести, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Это уравнение называется *основным уравнением гидростатики*.

Пусть жидкость содержится в сосуде (рисунок 2.8) и на ее свободную поверхность действует давление P_0 .

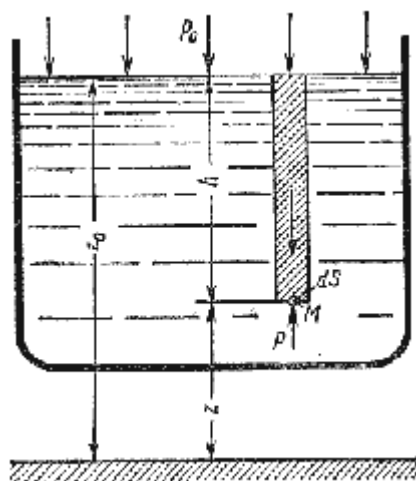


Рисунок 2.8 - Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Найдем гидростатическое давление P в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h . Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем жидкости высотой h . Рассмотрим условие равновесия указанного объема жидкости, выделенного из общей массы жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т.е. вверх.

Запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикальную ось:

$$PdS - P_0 dS - \rho gh dS = 0$$

Последний член уравнения представляет собой вес жидкости, заключенный в рассматриваемом вертикальном цилиндре объемом hdS . Силы давления по боковой поверхности цилиндра в уравнение не входят, т.к. они

перпендикулярны к этой поверхности и их проекции на вертикальную ось равны нулю. Сократив выражение на dS и перегруппировав члены, найдем

$$P = P_0 + \rho gh = P_0 + h\gamma$$

Полученное уравнение называют основным уравнением гидростатики. По нему можно посчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления P_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Из основного уравнения гидростатики видно, что какую бы точку в объеме всего сосуда мы не взяли, на нее всегда будет действовать давление, приложенное к внешней поверхности P_0 . Другими словами давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Это положение известно под названием *закона Паскаля*.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня. В обычных условиях поверхности уровня представляют собой горизонтальные плоскости.

2.8 Основные виды движения жидкости

Если отдельные частицы абсолютно твердого тела жестко связаны между собой, то в движущейся жидкой среде такие связи отсутствуют. Движение жидкости состоит из чрезвычайно сложного перемещения отдельных молекул.

Течение жидкости может быть установившимся и неуставившимся. *Установившимся* движением называется такое движение жидкости, при котором в данной точке потока давление и скорость не изменяются во времени

$$v = f(x, y, z);$$

$$P = \varphi f(x, y, z).$$

Движение, при котором скорость и давление изменяются не только от координат пространства, но и от времени, называется неуставившимся или нестационарным

$$v = f_1(x, y, z, t);$$

$$P = \varphi f_1(x, y, z, t).$$

Течение жидкости может быть напорным и безнапорным.

Напорное течение наблюдается в трубопроводах без свободной поверхности с повышенным (или пониженным) давлением.

Безнапорное - течение со свободной поверхностью, которое наблюдается в открытых руслах рек, каналов, лотков и т.п.

В данном курсе будет рассматриваться только напорное течение жидкости.

Линия тока (применяется при неустановившемся движении) это кривая, в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлены по касательной (рисунок 2.14).

Трубка тока - трубчатая поверхность, образуемая линиями тока с бесконечно малым поперечным сечением. Часть потока, заключенная внутри трубки тока называется *элементарной стружкой*.

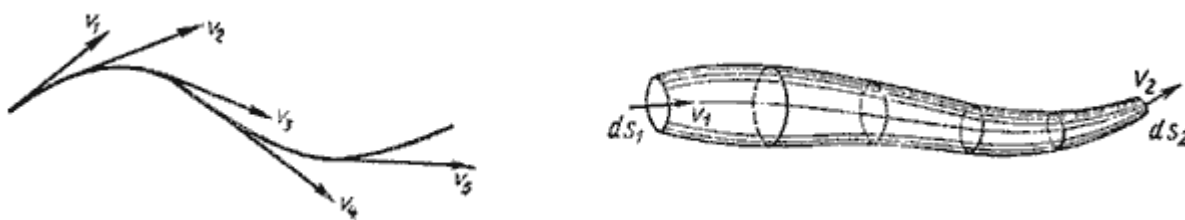


Рисунок 2.14- Линия тока и стружка

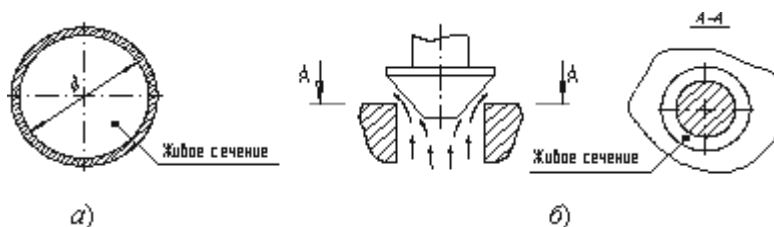
2.9 Живое сечение потока

В теоретической гидродинамике принята струйная модель потока жидкости, где элементарная стружка представляет собой часть потока бесконечно малого сечения. Причём, скорость частиц жидкости в пределах сечения стружки одинакова. Для описания геометрии потока используются следующие кинематические элементы:

- живое сечение;
- смоченный периметр;
- гидравлический радиус.

Живым сечением ω (m^2) называют площадь поперечного сечения потока, перпендикулярную к направлению течения.

Например, живое сечение трубы - круг (рисунок 2.15, а); живое сечение клапана - кольцо с изменяющимся внутренним диаметром (рисунок 2.15, б).



а) - труба, б) – клапан

Рисунок 2.15 - Живое сечение потока

Смоченный периметр χ ("хи") - часть периметра живого сечения, ограниченное твердыми стенками (рисунок 2.16).

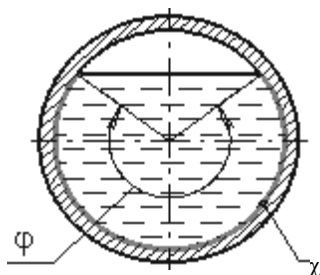


Рисунок 2.16 - Смоченный периметр

Для круглой трубы (если угол φ измеряется в радианах)

$$\chi = \pi D \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{D\varphi}{2}$$

или при измерении угла φ в градусах

$$\chi = \pi D \frac{\varphi}{360^\circ}$$

Гидравлический радиус потока R - отношение живого сечения к смоченному периметру

$$R = \frac{\omega}{\chi}, \text{ (м)}$$

2.10 Расход и средняя скорость жидкости

Расход потока Q – это объем жидкости V , протекающей за единицу времени t через живое сечение ω .

$$Q = \frac{V}{t},$$

Расход жидкости измеряется в $\text{м}^3/\text{с}$.

Средняя скорость потока v – это скорость движения жидкости, определяющаяся отношением расхода жидкости Q к площади живого сечения ω

$$v_{\text{ср}} = \frac{Q}{\omega}, \text{ (м/с)}$$

Поскольку скорость движения различных частиц жидкости отличается друг от друга, поэтому скорость движения и усредняется.

В круглой трубе, например, скорость на оси трубы максимальна, тогда как у стенок трубы она равна нулю.

2.11 Уравнение неразрывности потока жидкости

Из закона сохранения вещества и постоянства расхода вытекает *уравнение неразрывности* течений. Представим трубу с переменным живым сечением (рисунок 2.17).

Расход жидкости через трубу в любом ее сечении постоянен, т.е. $Q_1 = Q_2 = \text{const}$, откуда

$$\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2$$

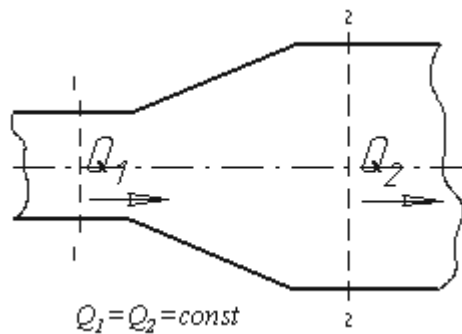


Рисунок 2.17 - Труба с переменным диаметром при постоянном расходе

Таким образом, если течение в трубе является сплошным и неразрывным, то уравнение неразрывности потока жидкости примет вид:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{const}$$

2.12 Уравнение Бернулли и его частные случаи

Уравнение Даниила Бернулли, полученное в 1738 г., является фундаментальным уравнением гидродинамики. Оно дает связь между давлением P , средней скоростью v и пьезометрической высотой z в различных сечениях потока и выражает закон сохранения энергии движущейся жидкости. С помощью этого уравнения решается большой круг задач.

Рассмотрим трубопровод переменного диаметра, расположенный в пространстве под углом β (рисунок 2.18).

Выберем произвольно на рассматриваемом участке трубопровода два сечения: сечение 1-1 и сечение 2-2. Вверх по трубопроводу от первого сечения ко второму движется жидкость, расход которой равен Q .

Для измерения давления жидкости применяют *пьезометры* - тонкостенные стеклянные трубки, в которых жидкость поднимается на высоту равную $P/\rho g$.

В каждом сечении установлены пьезометры, в которых уровень жидкости поднимается на разные высоты.

Кроме пьезометров в каждом сечении *1-1* и *2-2* установлена трубка, загнутый конец которой направлен навстречу потоку жидкости, которая называется *трубка Пито*. Жидкость в трубках Пито также поднимается на разные уровни, если отсчитывать их от *пьезометрической линии*.

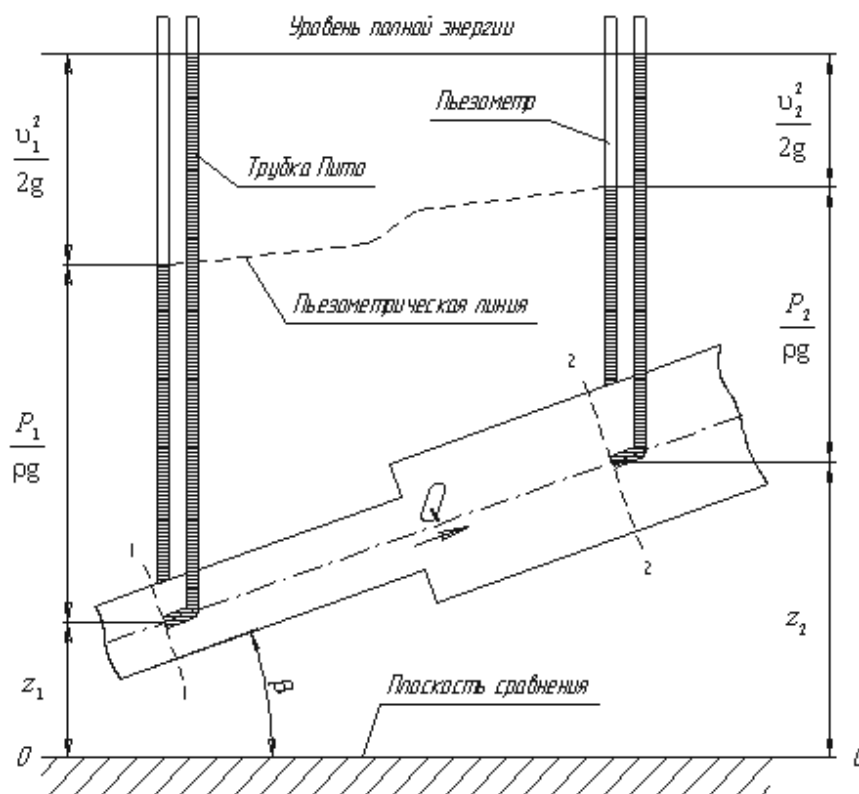


Рисунок 2.18 - Схема к выводу уравнения Бернулли для идеальной жидкости

Пьезометрическую линию можно построить следующим образом. Если между сечением *1-1* и *2-2* поставить несколько таких же пьезометров и через показания уровней жидкости в них провести кривую, то мы получим ломаную линию (см. рисунок 2.18).

Однако высота уровней в трубках Пито относительно произвольной горизонтальной прямой *0-0*, называемой *плоскостью сравнения*, будет одинакова.

Если через показания уровней жидкости в трубках Пито провести линию, то она будет горизонтальна, и будет отражать *уровень полной энергии трубопровода*.

Для двух произвольных сечений *1-1* и *2-2* потока идеальной жидкости уравнение Бернулли имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const}$$

Так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то полученное уравнение можно переписать иначе

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const}$$

и прочитать так: сумма трех членов уравнения Бернулли для любого сечения потока идеальной жидкости есть величина постоянная.

С энергетической точки зрения каждый член уравнения представляет собой определенные виды энергии:

z_1 и z_2 - удельные энергии положения, характеризующие потенциальную энергию в сечениях 1-1 и 2-2;

$\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$ - удельные энергии давления, характеризующие потенциальную энергию давления в тех же сечениях;

$\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ - удельные кинетические энергии в тех же сечениях.

Следовательно, согласно уравнению Бернулли, *полная удельная энергия идеальной жидкости в любом сечении постоянна.*

Уравнение Бернулли также имеет геометрически смысл. Дело в том, что каждый член уравнения имеет линейную размерность.

Глядя на рисунок 2.18, можно заметить следующее:

z_1 и z_2 - геометрические высоты сечений 1-1 и 2-2 над плоскостью сравнения;

$\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$ - пьезометрические высоты;

$\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ - скоростные высоты в указанных сечениях.

В этом случае уравнение Бернулли можно прочитать так: сумма геометрической, пьезометрической и скоростной высоты для идеальной жидкости есть величина постоянная.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости несколько отличается от уравнения для идеальной жидкости.

Связано это с тем, что при движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, на преодоление которых жидкость затрачивает энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в сечении 1-1 будет больше полной удельной энергии в сечении 2-2 на величину потеренной энергии (рисунок 2.19).

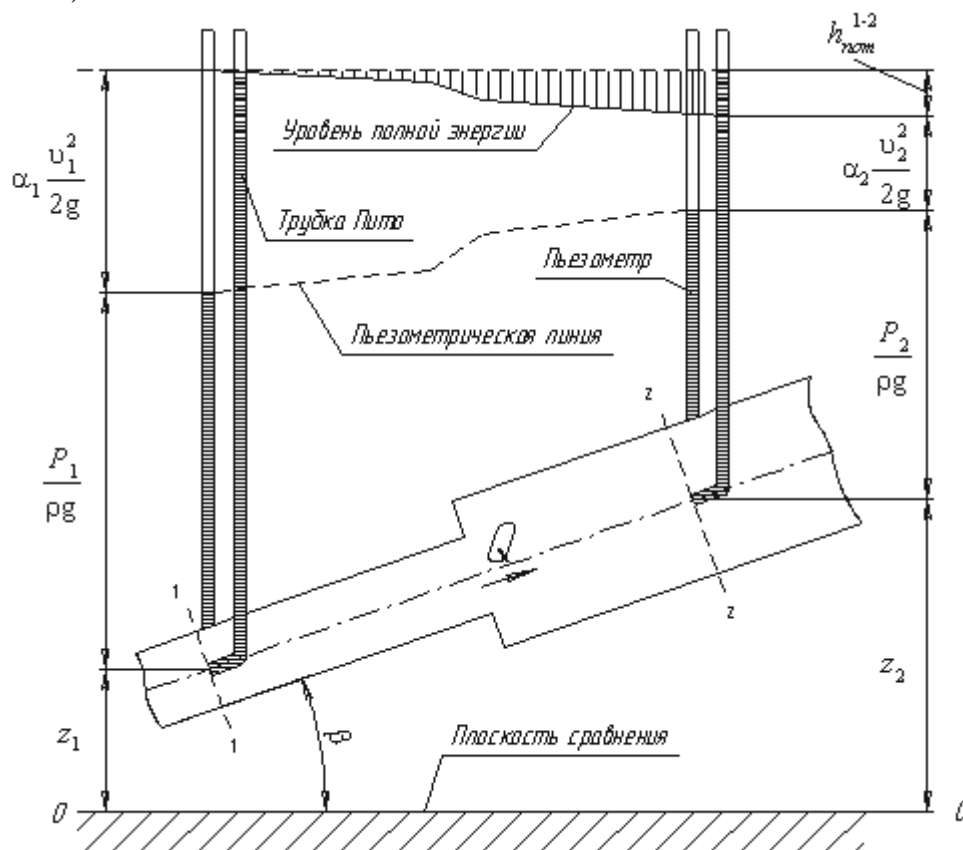


Рисунок 2.19 - Схема к выводу уравнения Бернулли для реальной жидкости

Потеренная энергия или потеренный напор обозначаются $h_{\text{пот}}^{1-2}$ и имеют также линейную размерность.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости будет иметь вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}^{1-2} = H = \text{const}$$

Из рисунка 2.19 видно, что по мере движения жидкости от сечения 1-1 к сечению 2-2 потеренный напор все время увеличивается (потеренный напор выделен вертикальной штриховкой). Таким образом, уровень первоначальной энергии, которой обладает жидкость в первом сечении, для второго сечения будет складываться из четырех составляющих: геометрической высоты, пьезометрической высоты, скоростной высоты и потеренного напора между сечениями 1-1 и 2-2.

Кроме этого в уравнении появились еще два коэффициента α_1 и α_2 , которые называются *коэффициентами Кориолиса* и зависят от режима течения жидкости ($\alpha = 2$ для ламинарного режима, $\alpha = 1$ для турбулентного режима).

Потерянная высота $h_{пот}^{1-2}$ складывается из линейных потерь, вызванных силой трения между слоями жидкости, и потерь, вызванных местными сопротивлениями (изменениями конфигурации потока)

$$h_{пот}^{1-2} = h_{лин} + h_{мест}$$

С помощью уравнения Бернулли решается большинство задач практической гидравлики. Для этого выбирают два сечения по длине потока, таким образом, чтобы для одного из них были известны величины P , ρ , g , а для другого сечения одна или величины подлежали определению. При двух неизвестных для второго сечения используют уравнение постоянства расхода жидкости $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$.

Для измерения скорости в точках потока широко используется работающая на принципе уравнения Бернулли трубка Пито (рисунок 2.20), загнутый конец которой направлен навстречу потоку.

Пусть требуется измерить скорость жидкости в какой-то точке потока. Поместив конец трубки в указанную точку и составив уравнение Бернулли для сечения I-I и сечения, проходящего на уровне жидкости в трубке Пито получим

$$\frac{P_{ат} + \gamma h}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = H + h + \frac{P_{ат}}{\gamma} \quad \text{или} \quad v = \sqrt{2gH}$$

где H - столб жидкости в трубке Пито.

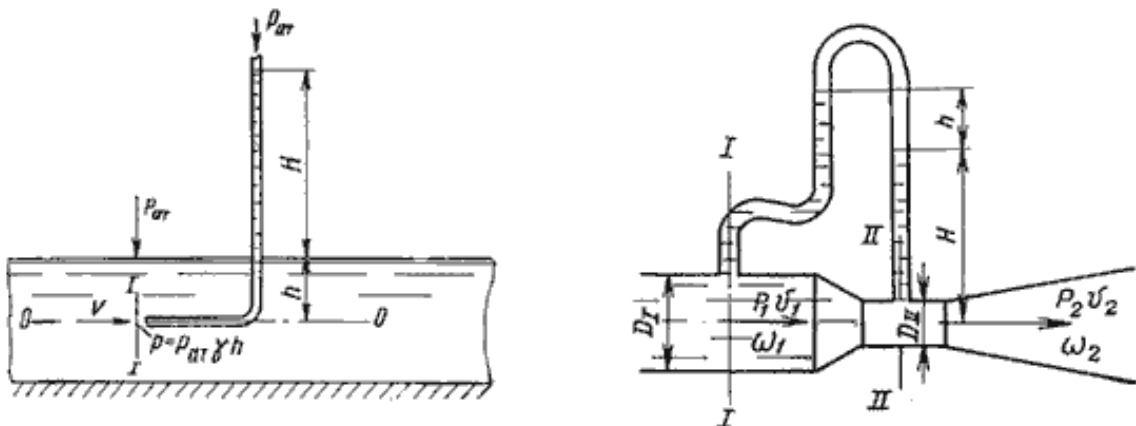


Рисунок 2.20 - Трубка Пито и расходомер Вентури

Для измерения расхода жидкости в трубопроводах часто используют расходомер Вентури, действие которого основано так же на принципе уравнения Бернулли. Расходомер Вентури состоит из двух конических насадков с цилиндрической вставкой между ними (рисунок 2.20). Если в сечениях I-I и II-II

поставить пьезометры, то разность уровней в них будет зависеть от расхода жидкости, протекающей по трубе.

Пренебрегая потерями напора и считая $z_1 = z_2$, напишем уравнение Бернулли для сечений *I-I* и *II-II*:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

или

$$h = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} \left[-1 + \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right]$$

Используя уравнение неразрывности потока жидкости

$$Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$$

сделаем замену в полученном выражении:

$$h = \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} \left[-1 + \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \right]$$

Решая уравнение относительно Q , получим

$$Q = \omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}} \cdot \sqrt{h}$$

Выражение, стоящее перед \sqrt{h} , является постоянной величиной, носящей название постоянной расходомера Вентури.

Из полученного уравнения видно, что h зависит от расхода Q . Часто эту зависимость строят в виде тарировочной кривой h от Q , которая имеет параболический характер.

2.13 Ламинарный и турбулентный режим движения жидкости

При наблюдении за движением жидкости в трубах и каналах, можно заметить, что в одном случае жидкость сохраняет определенный строй своих частиц, а в других - перемещаются бессистемно. Однако исчерпывающие опыты по этому вопросу были проведены Осборном Рейнольдсом в 1883 г.

На рисунке 2.21 изображена установка, аналогичная той, на которой Рейнольдс производил свои опыты.

Установка состоит из резервуара A с водой, от которого отходит стеклянная труба B с краном C на конце, и сосуда D с водным раствором краски,

которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы В.

Первый случай движения жидкости. Если немного приоткрыть кран С и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана Е впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка краски будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания. Если при этом, если к трубе подсоединить пьезометр или трубку Пито, то они покажут неизменность давления и скорости по времени. Такой режим движения называется *ламинарный*.

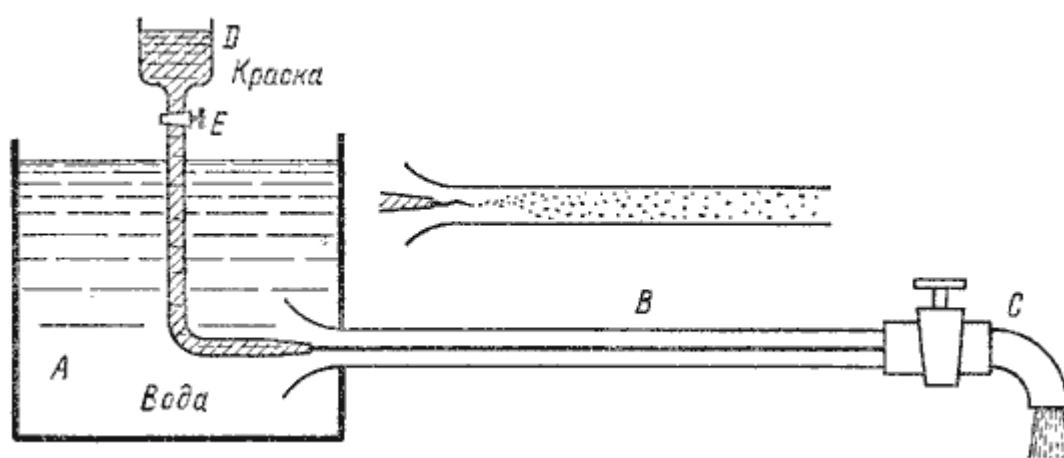


Рисунок 2.21 - Схема установки Рейнольдса

Второй случай движения жидкости. При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана С картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает быстрое ее изменение. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр и трубка Пито при этом покажут непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Такое течение называется *турбулентным* (рисунок 2.21).

Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Итак, *ламинарным* называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные

перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется *критической* $v_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы.

$$v_{кр} = \frac{\nu}{d} \cdot k$$

где ν - кинематическая вязкость;
 k - безразмерный коэффициент;
 d - внутренний диаметр трубы.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k , одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется *критическим числом Рейнольдса* $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{v_{кр} d}{\nu}$$

Как показывает опыт, для труб круглого сечения $Re_{кр}$ примерно равно 2300.

Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. При $Re < Re_{кр}$ течение является ламинарным, а при $Re > Re_{кр}$ течение является турбулентным. Точнее говоря, вполне развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при Re примерно равно 4000, а при $Re = 2300 \dots 4000$ имеет место переходная, критическая область.

Режим движения жидкости напрямую влияет на степень гидравлического сопротивления трубопроводов.

Тема 3 ДВИЖЕНИЕ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ГИДРОЛИНИЯХ ПРИВОДОВ

3.1 Классификация гидролиний, цели и задачи их расчета

При расчетах напорных трубопроводов к основным задачам относятся определение следующих параметров: пропускной способности трубопровода (расхода), потери напора (давления) на отдельных участках трубопровода и на всей его длине, диаметр трубопровода.

В практике трубопроводы делятся на короткие и длинные. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

Учитывая гидравлическую схему работы длинных трубопроводов, их можно разделить также на простые и сложные. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. К сложным относятся и, так называемые, кольцевые трубопроводы.

Простой трубопровод постоянного сечения.

Жидкость по трубопроводу движется благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад уровней энергии может создаваться несколькими способами: работой насоса, разностью уровней жидкости, давлением газа.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, который расположен произвольно в пространстве (рисунок 3.1), имеет общую длину l и диаметр d , а также содержит ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр и обратный клапан). В начальном сечении трубопровода 1-1 геометрическая высота равна z_1 и избыточное давление P_1 , а в конечном сечении 2-2 - соответственно z_2 и P_2 . Скорость потока в этих сечениях вследствие постоянства диаметра трубы одинакова и равна v .

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Поскольку скорость в обоих сечениях одинакова и $\alpha_1 = \alpha_2$, то скоростной напор можно не учитывать. При этом получим

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

или
$$\frac{P_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

Пьезометрическую высоту, стоящую в левой части уравнения, назовем потребным напором $H_{\text{потр}}$. Если же эта пьезометрическая высота задана, то ее называют располагаемым напором $H_{\text{расп}}$. Такой напор складывается из геометрической высоты $H_{\text{потр}}$, на которую поднимается жидкость, пьезометрической высоты в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе.

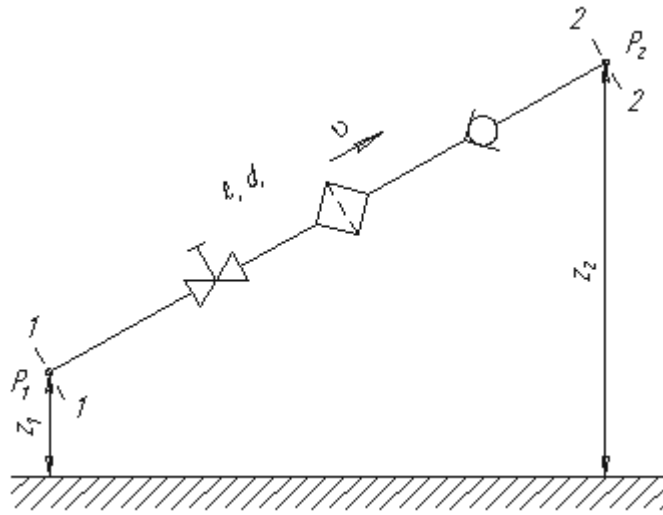


Рисунок 3.1- Схема простого трубопровода

Назовем сумму первых двух слагаемых статическим напором, который представим как некоторую эквивалентную геометрическую высоту

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}$$

а последнее слагаемое Σh - как степенную функцию расхода

$$\Sigma h = KQ^m$$

тогда

$$H_{потр} = H_{ст} + KQ^m,$$

где K - величина, называемая сопротивлением трубопровода;
 Q - расход жидкости;
 m - показатель степени, который имеет разные значения в зависимости от режима течения.

Для ламинарного течения при замене местных сопротивлений эквивалентными длинами показатель степени $m = 1$ и сопротивление трубопровода равно

$$K = \frac{128\nu l_{расч}}{\pi g d^4}, \quad (3.1)$$

где $l_{расч} = l + l_{эКВ}$ - расчетная длина трубопровода, м.

Численные значения участков длиной l и эквивалентных длин $l_{\text{экв}}$ для различных местных сопротивлений обычно находят опытным путем.

Для турбулентного течения, используя формулу Вейсбаха-Дарси, и выражая в ней скорость через расход, получаем

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_r \frac{\ell}{d} \right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad m = 2 \quad (3.2)$$

По формулам (3.1) и (3.2) можно построить графики зависимостей потребного напора от расхода. Чем больше расход Q , который необходимо обеспечить в трубопроводе, тем больше требуется потребный напор $H_{\text{потр}}$.

При ламинарном течении график напора изображается прямой линией (рисунок 3.2, а), при турбулентном - параболой с показателем степени $m=2$ (рисунок 3.2, б).

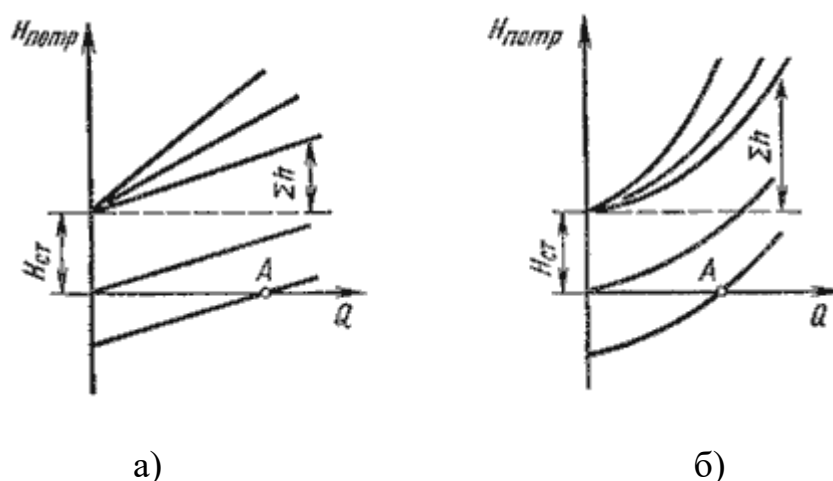


Рисунок 3.2 - Зависимости напора от расхода жидкости в трубопроводе

Крутизна кривых потребного напора зависит от сопротивления трубопровода K и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений.

Величина статического напора $H_{\text{ст}}$ положительна в том случае, когда жидкость движется вверх или в полость с повышенным давлением, и отрицательна при опускании жидкости или движении в полость с пониженным давлением.

Точка пересечения кривой потребного напора с осью абсцисс (точка A) определяет расход при движении жидкости самотеком. Потребный напор в этом случае равен нулю.

Иногда вместо кривых потребного напора удобнее пользоваться характеристиками трубопровода. Характеристикой трубопровода называется

зависимость суммарной потери напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\Sigma h = f(q)$$

3.2 Методика расчета гидролиний при их последовательном и параллельном соединении

Простые трубопроводы могут соединяться между собой, при этом их соединения могут быть *последовательным* или *параллельным*.

Возьмем несколько труб различной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, и соединим их *последовательно* (рисунок 3.3).

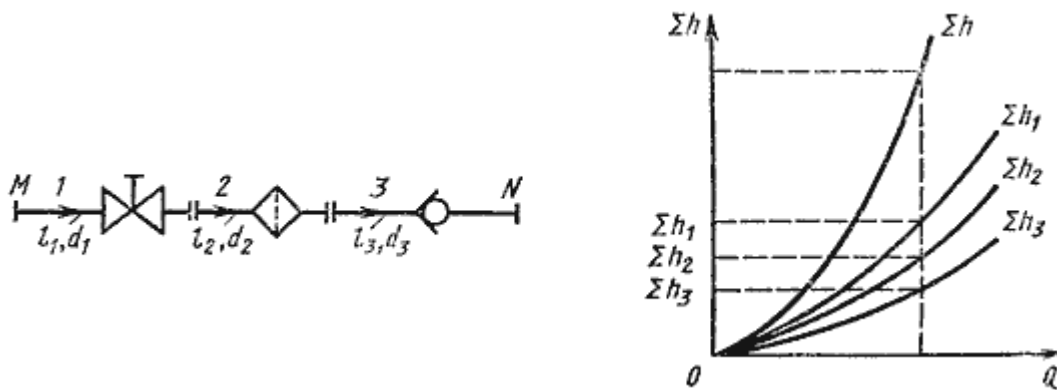


Рисунок 3.3- Последовательное соединение трубопроводов

При подаче жидкости по такому составному трубопроводу от точки *M* к точке *N* расход жидкости *Q* во всех последовательно соединенных трубах 1, 2 и 3 будет одинаков, а полная потеря напора между точками *M* и *N* равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах. Таким образом, для последовательного соединения имеем следующие основные уравнения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

$$\Sigma h_{M-N} = \Sigma h_1 + \Sigma h_2 + \Sigma h_3$$

Эти уравнения определяют правила построения характеристик последовательного соединения трубопроводов (рисунок 3.3).

Если известны характеристики каждого трубопровода, то по ним можно построить характеристику всего последовательного соединения *M-N*. Для этого нужно сложить ординаты всех трех кривых.

Параллельное соединение трубопроводов представлено на рисунке 3.4. Трубопроводы 1, 2 и 3 расположены горизонтально.

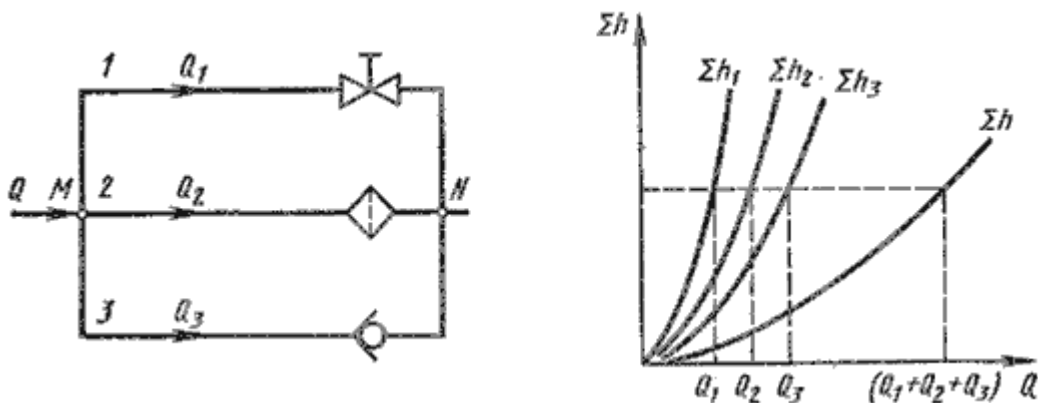


Рисунок 3.4- Параллельное соединение трубопроводов

Обозначим полные напоры в точках M и N соответственно HM и HN , расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) - через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_1 , Q_2 и Q_3 ; суммарные потери в этих трубопроводах через Σh_1 , Σh_2 и Σh_3 .

Очевидно, что расход жидкости в основной магистрали

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках M и N :

$$\Sigma h_1 = HM - HN;$$

$$\Sigma h_2 = HM - HN;$$

$$\Sigma h_3 = HM - HN.$$

Следовательно, можно сделать вывод, что

$$\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3. \quad (3.3)$$

Таким образом, потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой. Их можно выразить в общем виде через соответствующие расходы следующим образом

$$\begin{aligned} \Sigma h_1 &= K_1 Q_{1m}; \\ \Sigma h_2 &= K_2 Q_{2m}; \\ \Sigma h_3 &= K_3 Q_{3m}, \end{aligned} \quad (3.4)$$

где K и m - определяются в зависимости от режима течения жидкости.

Из уравнений (3.3-3.4) можно определить следующее правило: для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов следует сложить абсциссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах (Σh). Пример такого построения представлен на рисунке 3.4.

Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб.

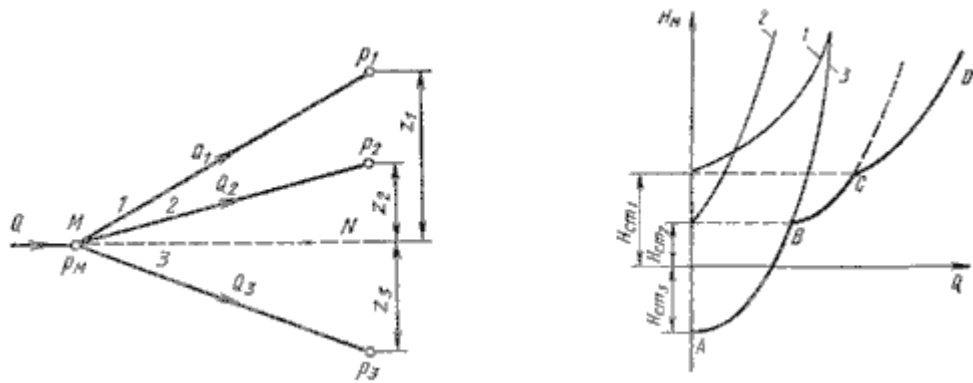


Рисунок 3.5- Разветвленный трубопровод

Пусть основной трубопровод имеет разветвление в сечении *M-M*, от которого отходят, например, три трубы 1, 2 и 3 разных диаметров, содержащие различные местные сопротивления (рисунок 3.5, а). Геометрические высоты z_1 , z_2 и z_3 конечных сечений и давления P_1 , P_2 и P_3 в них будут также различны.

Так же как и для параллельных трубопроводов, общий расход в основном трубопроводе будет равен сумме расходов в каждом трубопроводе:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Записав уравнение Бернулли для сечения *M-M* и конечного сечения, например, первого трубопровода, получим (пренебрегая разностью скоростных высот)

$$H_M = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \sum k_1$$

Обозначив сумму первых двух членов через $H_{ст}$ и выражая третий член через расход, получаем

$$H_M = H_{ст1} + KQ_{1m}$$

Аналогично для двух других трубопроводов можно записать

$$HM = H_{ст2} + KQ_{2m}$$

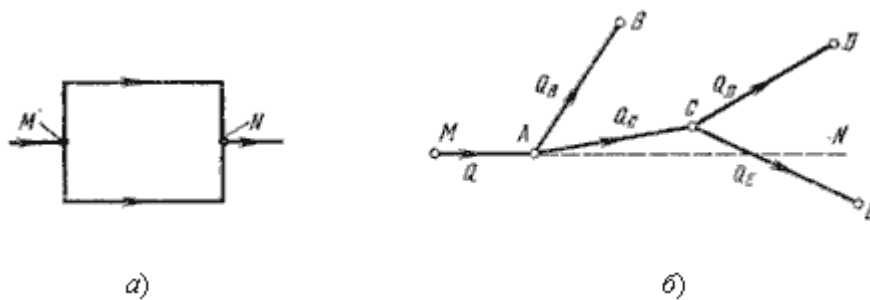
$$HM = H_{ст3} + KQ_{3m}$$

Таким образом, получаем систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными: Q_1 ; Q_2 ; Q_3 и HM .

Построение кривой потребного напора для разветвленного трубопровода выполняется сложением кривых потребных напоров для ветвей по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов (рисунок 3.5) - сложением абсцисс (Q) при одинаковых ординатах (HM). Кривые потребных напоров для ветвей отмечены цифрами 1, 2 и 3, а суммарная кривая потребного напора для всего разветвления обозначена буквами $ABCD$. Из графика видно, что условием подачи жидкости во все ветви является неравенство $HM > H_{ст1}$.

Сложные трубопроводы.

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (рисунок 3.6, а) или с разветвлениями (рисунок 3.6, б).



а) параллельное соединение; б) разветвление трубопроводов

Рисунок 3.6 - Схемы сложных трубопроводов

Рассмотрим разомкнутый сложный трубопровод (рисунок 3.6, б). магистральный трубопровод разветвляется в точках A и C . Жидкость подается к точкам (сечениям) B , D и E с расходами Q_B и Q_D и Q_E .

Пусть известны размеры магистралей и всех ветвей (простых трубопроводов), заданы все местные сопротивления, а также геометрические высоты конечных точек, отсчитываемые от плоскости $M - N$ и избыточные давления в конечных точках P_B и P_D и P_E .

При рассмотрении сложных схем трубопроводов возможны два вида задач.

Задача 1. Дан расход Q в основной магистрали MA . Необходимо определить расходы Q_B и Q_D и Q_E , а также потребный напор в точке M .

$$H_{потр} = H_M = \frac{P_M}{\rho g}$$

Задача 2. Дан напор в точке M . Определить расход в магистрали Q и расходы в каждой ветви.

Обе задачи решают на основе одной и той же системы уравнений, число которых на единицу больше числа конечных ветвей.

Таким образом, уравнение расходов:

$$Q = QB = QD = QE;$$

уравнение равенства потребных напоров для ветвей CD и CE :

$$H_{ст} D + K_{CD} Q D_T = H_{ст} E + K_{CE} Q E_T;$$

уравнение равенства потребных напоров для ветви AB и сложного трубопровода $ACED$:

$$H_{ст} B + K_{AB} Q B_T = H_{ст} D + K_{CD} Q D_T + K_{AC}(QD + QE_T);$$

выражение для потребного напора в точке M :

$$H_M = \frac{P_M}{\rho g} = K_{MA} Q^m + H_{см. B} + K_{AB} Q_B^m$$

Расчет сложных трубопроводов часто выполняют графоаналитическим способом, т.е. с применением кривых потребного напора и характеристик трубопроводов.

Кривую потребного напора для сложного трубопровода строят следующим образом:

- 1) сложный трубопровод разбивают на несколько простых;
- 2) строят кривые потребных напоров для каждого из простых трубопроводов;
- 3) складывают кривые потребных напоров для ветвей и параллельных линий (если они имеются) по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов;
- 4) полученную кривую складывают с характеристикой последовательно присоединенного трубопровода по соответствующему правилу (см. рисунок 3.3).

Таким образом, при расчете идут от конечных точек трубопровода к начальной точке, т.е. против течения жидкости.

Сложный кольцевой трубопровод представляет собой систему смежных замкнутых контуров, с отбором жидкости в узловых точках или с непрерывной раздачей жидкости на отдельных участках (рисунок 3.7).

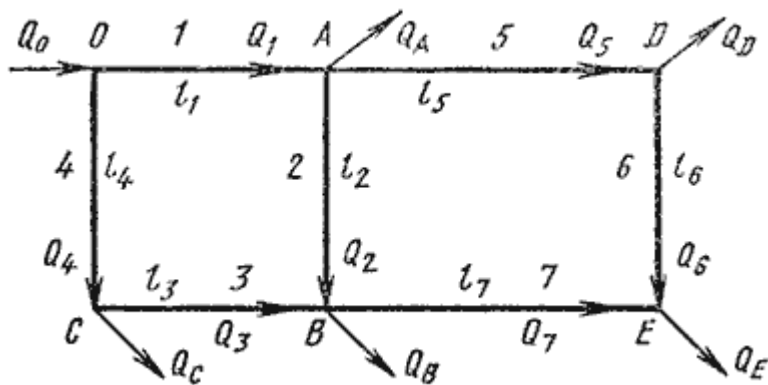


Рисунок 3.7 - Схема сложного кольцевого трубопровода

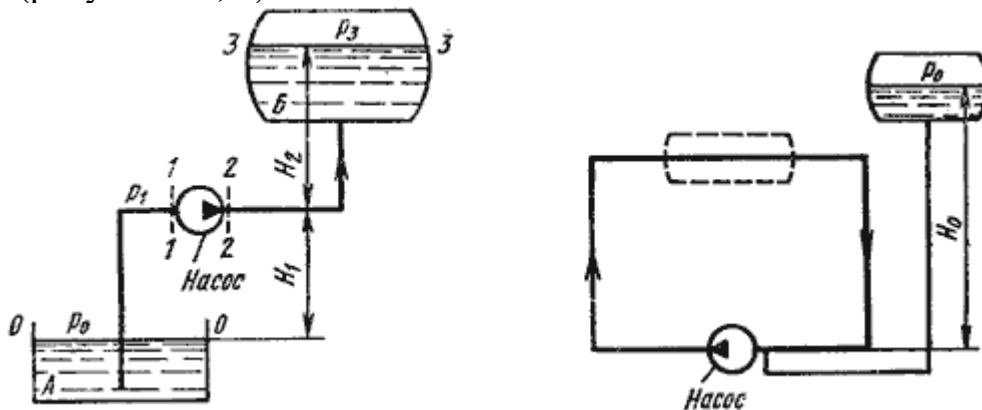
Задачи для сложных кольцевых трубопроводов решают аналогичным методом с применением электроаналогий (закон Кирхгофа). При этом основываются на двух обязательных условиях. Первое условие - баланс расходов, т.е. равенство притока и оттока жидкости для каждой узловой точки. Второе условие - баланс напоров, т.е. равенство нулю алгебраической суммы потерь напора для каждого кольца (контура) при подсчете по направлению движения часовой стрелки или против нее.

Для расчета таких трубопроводов типичной является следующая задача. Дан максимальный напор в начальной точке, т.е. в точке 0, минимальный напор в наиболее удаленной точке Е, расходы во всех шести узлах и длины семи участков. Требуется определить диаметры трубопроводов на всех участках.

3.3 Особенности расчета всасывающих и напорных гидротиний

Как уже отмечалось выше, перепад уровней энергии, за счет которого жидкость течет по трубопроводу, может создаваться работой насоса, что широко применяется в машиностроении. Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом и принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости.

Трубопровод с насосной подачей жидкости может быть разомкнутым, т.е. по которому жидкость перекачивается из одной емкости в другую (рисунок 3.8, а), или замкнутым (кольцевым), в котором циркулирует одно и то же количество жидкости (рисунок 3.8, б).



а)

б)

Рисунок 3.8 - Трубопроводы с насосной подачей жидкости

Рассмотрим трубопровод, по которому перекачивают жидкость из нижнего резервуара с давлением P_0 в другой резервуар с давлением P_3 (рисунок 3.8, а). Высота расположения оси насоса H_1 называется геометрической высотой всасывания, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, всасывающим трубопроводом или линией всасывания. Высота расположения конечного сечения трубопровода H_2 называется геометрической высотой нагнетания, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, напорным или линией нагнетания.

Составим уравнением Бернулли для потока рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе, т.е. для сечений 0-0 и 1-1 (принимая $\alpha = 1$):

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}$$

Полученное уравнение является основным для расчета всасывающих трубопроводов.

Теперь рассмотрим напорный трубопровод, для которого запишем уравнение Бернулли, т.е. для сечений 2-2 и 3-3:

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \sum h_{2-3}$$

Левая часть этого уравнения представляет собой энергию жидкости на выходе из насоса. А на входе насоса энергию жидкости можно будет аналогично выразить из уравнения:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{0-1}$$

Таким образом, можно подсчитать приращение энергии жидкости, проходящей через насос. Эта энергия сообщается жидкости насосом и поэтому обозначается обычно $H_{\text{нас}}$.

Для нахождения напора $H_{\text{нас}}$ вычислим уравнение:

$$H_{\text{нас}} = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = H_1 + H_2 + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \sum h_{0-1} + \sum h_{2-3}$$

$$H_{\text{нас}} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + KQ^m,$$

где Δz - полная геометрическая высота подъема жидкости;
 $\Delta z = H_1 + H_2$;
 KQ_m - сумма гидравлических потерь;
 P_3 и P_0 - давление в верхней и нижней емкости соответственно.

Если к действительной разности уровней Δz добавить разность пьезометрических высот $(P_3 - P_0)/(\rho g)$, то можно рассматривать увеличенную разность уровней

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g}$$

и полученное выражение можно переписать так:

$$H_{нас} = H_{ст} + KQ_m$$

Следовательно, можно сделать вывод, что

$$H_{нас} = H_{потр}.$$

Отсюда следует правило устойчивой работы насоса: при установившемся течении жидкости в трубопроводе насос развивает напор, равный потребному.

На этом равенстве основывается метод расчета трубопроводов с насосной подачей, который заключается в совместном построении в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых: напора $H_{потр} = f_1(Q)$ и характеристики насоса $H_{нас} = f_2(Q)$ и в нахождении их точки пересечения (рисунок 3.9).

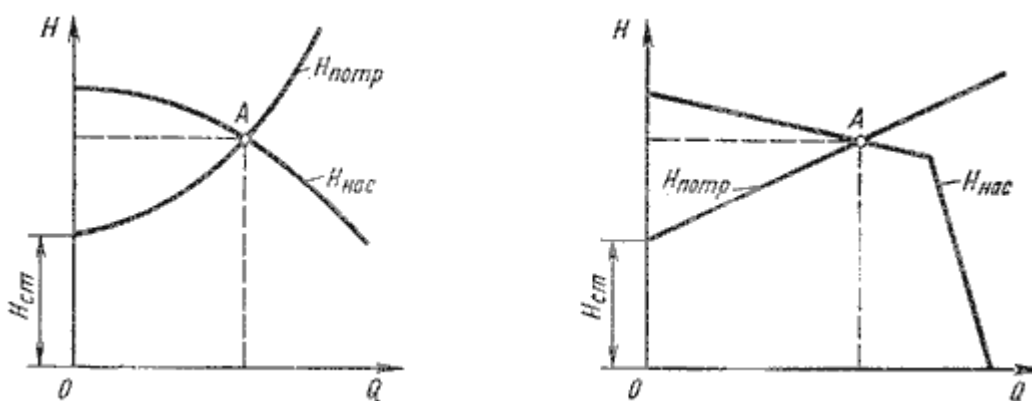


Рисунок 3.9- Графический метод нахождения рабочей точки напора жидкости

Характеристикой насоса называется зависимость напора, создаваемого насосом, от его подачи (расхода жидкости) при постоянной частоте вращения вала насоса. На рисунке 3.9 дано два варианта графика: а - для турбулентного режима; б - для ламинарного режима. Точка пересечения кривой потребного

напора с характеристикой насоса называется рабочей точкой. Чтобы получить другую рабочую точку, необходимо изменить открытие регулировочного крана (изменить характеристику трубопровода) или изменить частоту вращения вала насоса.

3.4 Потери давления по длине гидролиний и на участках местных сопротивлений

Все гидравлические потери энергии делятся на два типа: потери на трение по длине трубопроводов (рассмотрены выше) и местные потери, вызванные такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок трубы и возникновение вихреобразования.

Потери энергии (уменьшение гидравлического напора) можно наблюдать в движущейся жидкости не только на сравнительно длинных участках, но и на коротких. В одних случаях потери напора распределяются (иногда равномерно) по длине трубопровода - это линейные потери; в других - они сосредоточены на очень коротких участках, длиной которых можно пренебречь, - на так называемых местных гидравлических сопротивлениях: вентили, всевозможные закругления, сужения, расширения и т.д., короче всюду, где поток претерпевает деформацию. Источником потерь во всех случаях является вязкость жидкости.

Следует заметить, что потери напора и по длине и в местных гидравлических сопротивлениях существенным образом зависят от так называемого режима движения жидкости.

Потери давления по длине при ламинарном течении жидкости.

Как показывают исследования, при ламинарном течении жидкости в круглой трубе максимальная скорость находится на оси трубы. У стенок трубы скорость равна нулю, т.к. частицы жидкости покрывают внутреннюю поверхность трубопровода тонким неподвижным слоем. От стенок трубы к ее оси скорости нарастают плавно. График распределения скоростей по поперечному сечению потока представляет собой параболоид вращения, а сечение параболоида осевой плоскостью - квадратичную параболу (рисунок 3.10).

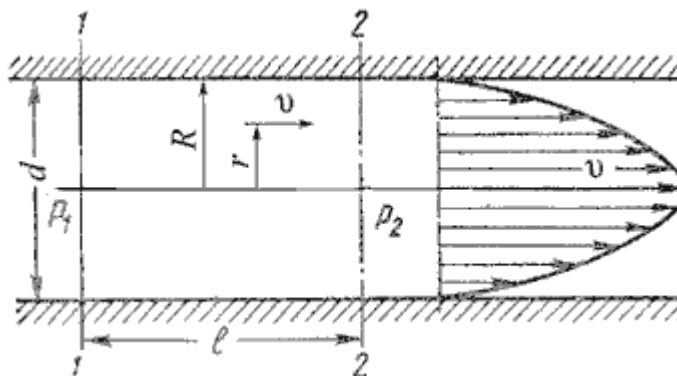


Рисунок 3.10 - Схема распределения скоростей слоев жидкости при ламинарном режиме движения потока в трубопроводе

Уравнение, связывающее переменные v и r , имеет следующий вид:

$$v = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - r^2)$$

где P_1 и P_2 - давления соответственно в сечениях 1 и 2.

У стенок трубы величина расстояния от центра трубопровода до рассматриваемого слоя жидкости $r = R$, значит скорость $v = 0$, а при $r = 0$ (на оси потока) скорость будет максимальной

$$v_{\text{max}} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - 0^2) = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

Теперь определим расход жидкости при ламинарном течении в круглой трубе. Так как эпюра распределения скоростей в круглой трубе имеет вид параболоида вращения с максимальным значением скорости в центре трубы, то расход жидкости численно равен объему этого параболоида. Определим этот объем.

Максимальная скорость дает высоту параболоида

$$h = v_{\text{max}} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

Как известно из геометрии, объем параболоида высотой h и площадью круга основания πR^2 равен

$$V = \pi R^2 \frac{h}{2},$$

а в нашем случае

$$Q = \frac{1}{2} \pi R^2 \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2 = \frac{P_1 - P_2}{8\mu l} \pi R^4$$

Если вместо R в последнее выражение подставить диаметр трубы d , то формула для определения расхода жидкости приобретет вид

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu l} \pi d^4$$

Расход в трубопроводе можно выразить через среднюю скорость:

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu\ell} \pi d^4 = v_{\varphi} \frac{\pi d^2}{4},$$

Откуда

$$v_{\varphi} = \frac{P_1 - P_2}{32\mu\ell} d^2$$

Для определения потерь напора при ламинарном течении жидкости в круглой трубе рассмотрим участок трубы длиной l , по которому поток течет в условиях ламинарного режима (см. рисунок 3.10).

Потеря давления в трубопроводе будет равна

$$P_1 - P_2 = \frac{32\mu\ell}{d^2} v_{\varphi}$$

Если в формуле динамический коэффициент вязкости μ заменить через кинематический коэффициент вязкости ν и плотность ρ , исходя из зависимости $\mu = \nu \rho$ и разделить обе части равенства на объемный вес жидкости $\gamma = \rho g$, то получим:

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{32\nu\rho\ell}{\rho g d^2} v_{\varphi}$$

Так как левая часть полученного равенства равна потерям напора $h_{\text{пот}}$ в трубе постоянного диаметра, то окончательно это равенство примет вид:

$$h_{\text{пот}} = \frac{32\nu\ell}{g d^2} v_{\varphi}$$

Уравнение может быть преобразовано в универсальную формулу Вейсбаха-Дарси:

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где λ - коэффициент гидравлического трения.

При ламинарном режиме движения потока

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

При значениях числа Рейнольдса $\text{Re} < 2300$ для ламинарного режима коэффициент гидравлического трения λ рекомендуется определять по формуле

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}.$$

Потери давления по длине при турбулентном течении жидкости

Для турбулентного режима движения потока характерно перемешивание слоев жидкости, пульсации скоростей и давлений.

При турбулентном режиме движения жидкости в трубах эпюра распределения скоростей имеет вид, показанный на рисунке 3.11.

В тонком пристенном слое толщиной δ жидкость течет в ламинарном режиме, а остальные слои текут в турбулентном режиме, и образуют турбулентное ядро. Таким образом, строго говоря, турбулентного движения в чистом виде не существует. Оно сопровождается ламинарным движением у стенок, хотя слой δ с ламинарным режимом весьма мал по сравнению с турбулентным ядром.

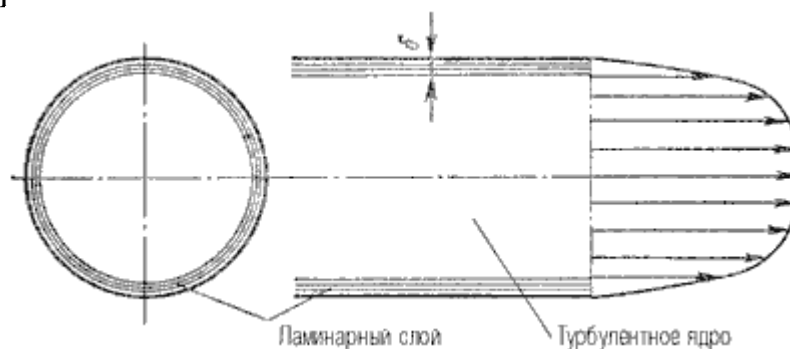


Рисунок 3.11 - Эпюра распределения скоростей слоев жидкости при турбулентном режиме движения

Основной расчетной формулой для потерь напора при турбулентном течении жидкости в круглых трубах является также формула Вейсбаха-Дарси:

$$h_{пот} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Различие, по сравнению с расчетом для ламинарного движения, заключается лишь в значениях коэффициента гидравлического трения λ . Этот коэффициент зависит от числа Рейнольдса Re и от безразмерного геометрического фактора - относительной шероховатости Δ/d (или Δ/r_0 , где r_0 - радиус трубы).

Впервые наиболее исчерпывающей работы по определению коэффициента гидравлического трения были даны Иоганном Никурадзе, который на основе опытных данных построил график зависимости $\lg(1000\lambda)$ от $\lg Re$ для ряда значений Δ/r_0 . Опыты Никурадзе были проведены на трубах с искусственно заданной шероховатостью, полученной путем приклейки песчинок определенного размера на внутренние стенки трубопровода. Результаты этих исследований позволили определить три области значений для коэффициента гидравлического трения λ .

Первая область соответствует малым значениям Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от шероховатости, а определяется лишь числом Re . Это область гидравлически гладких труб.

Существует также эмпирическая формула П.К. Конакова, которая применима для гидравлически гладких труб

$$\lambda_{\Gamma} = \frac{1}{(1,81 \lg Re - 1,5)^2}$$

Если число Рейнольдса лежит в диапазоне $4000 < Re < 10(d/\Delta_э)$, коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_{\Gamma} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Для определения коэффициента λ в этой области может служить также универсальная формула А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_{\Gamma} = 0,11 \left(\frac{\Delta_э}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

где $\Delta_э$ - эквивалентная абсолютная шероховатость.

Третья область - область больших Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от числа Re , а определяется лишь относительной шероховатостью. Это область шероховатых труб, в которой все линии с различными шероховатостями параллельны между собой.

Определение λ для области шероховатых труб производят по упрощенной формуле Альтшуля:

$$\lambda_{\Gamma} = 0,11 \left(\frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25}$$

или по формуле Прандтля - Никурадзе:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\Gamma}}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_э}{3,71d} \right)$$

Итак, потери напора, определяемые по формуле Вейсбаха-Дарси, можно определить, зная коэффициент гидравлического сопротивления, который определяется в зависимости от числа Рейнольдса Re и от эквивалентной абсолютной шероховатости $\Delta_э$.

Местные гидравлические сопротивления.

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширения, сужения и повороты трубы. Каждое из которых может быть внезапным или постепенным. Более сложные случаи местного сопротивления представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Рассмотрим простейшие местные сопротивления при турбулентном режиме течения в трубе.

Внезапное расширение трубопровода.

Потеря напора (энергии) при внезапном расширении (переход с малого диаметра трубы на большой) расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс с постоянным их обновлением.

При внезапном расширении трубы (рисунок 3.12) поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы образуются вихри, которые и являются причиной потерь энергии.

Рассмотрим два сечения потока: 1-1 - в плоскости расширения трубы и 2-2 - в том месте, где поток, расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Так как поток между рассматриваемыми сечениями расширяется, то скорость его уменьшается, а давление возрастает. Поэтому второй пьезометр показывает высоту на ΔH большую, чем первый; но если бы потерь напора в данном месте не было, то второй пьезометр показал бы высоту большую еще на $h_{расш}$.

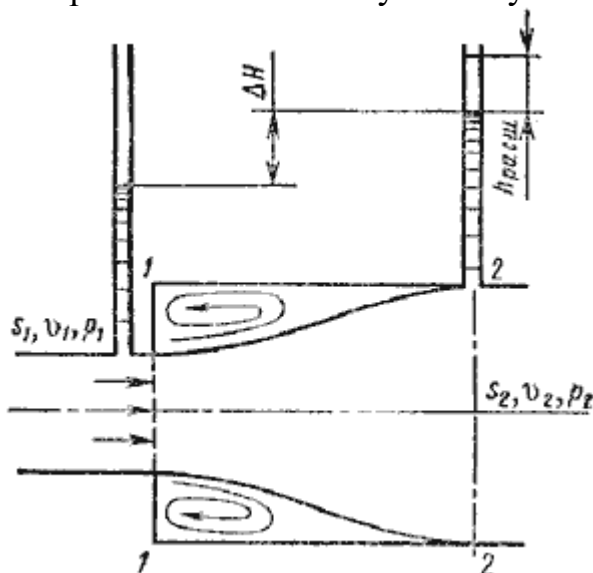


Рисунок 3.12 - Внезапное расширение трубы

Эта высота характеризует местные потери напора на расширение, и определяется по формуле:

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

где S_1, S_2 - площадь поперечных сечений 1-1 и 2-2.

Полученное выражение является следствием теоремы Борда, которая гласит, что потеря напора при внезапном расширении трубопровода равна скоростному напору, определенному по разности скоростей

$$h_{расш} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

Величина $(1 - S_1/S_2)^2$ называется коэффициентом потерь и обозначается греческой буквой ζ (дзета). Таким образом,

$$h_{расш} = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$$

Постепенное расширение.

Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором (рисунок 3.13). Течение скорости в диффузоре сопровождается ее уменьшением и увеличением давления, а следовательно, преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления. В диффузоре, так же как и при внезапном расширении русла, происходит отрыв основного потока от стенки и вихреобразование. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α .

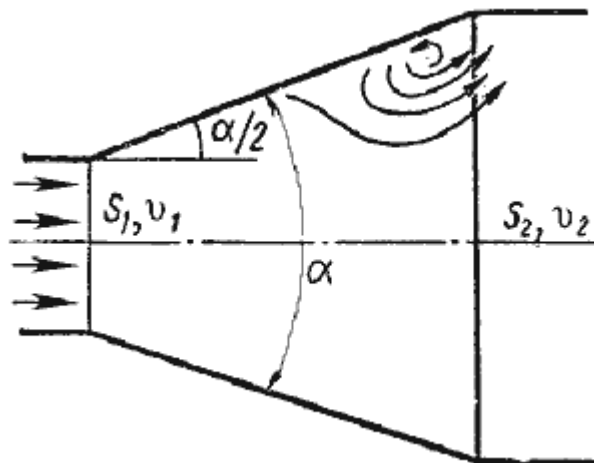


Рисунок 3.13 - Постепенное расширение трубы

Кроме того, в диффузоре имеются и обычные потери на трение, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения. Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых:

$$h_{диф} = h_{тр} + h_{расш}$$

где $h_{тр}$ и $h_{расш}$ - потери напора на трение и расширение (вихреобразование).

$$h_{тр} = \frac{\lambda_r}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_1^2}{2g},$$

где $n = S_2/S_1 = (r_2/r_1)^2$ - степень расширения диффузора.

Потеря напора на расширение $h_{\text{расш}}$ имеет ту же самую природу, что и при внезапном расширении трубы

$$h_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 k \frac{v_1^2}{2g}$$

где k - коэффициент смягчения, при $\alpha = 5 \dots 20^\circ$, $k = \sin \alpha$.

Внезапное сужение.

При внезапном сужении трубопровода потеря напора обусловлена трением потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженной части потока (рисунок 3.14).

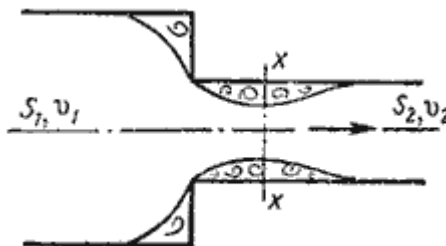


Рисунок 3.14 - Внезапное сужение трубопровода

Полная потеря напора определится по формуле

$$h_{\text{суж}} = \zeta_{\text{суж}} \frac{v_2^2}{2g},$$

где коэффициент сопротивления сужения определяется по полуэмпирической формуле И.Е. Идельчика:

$$\zeta_{\text{суж}} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) = 0,5 \left(1 - \frac{1}{n}\right),$$

где $n = S_2/S_1$ - степень сужения.

При выходе трубы из резервуара больших размеров, когда можно считать, что $S_2/S_1 = 0$, а также при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{суж}} = 0,5$.

Постепенное сужение является местным сопротивлением, которое представляет собой коническую сходящуюся трубу и имеет название - конфузор (рисунок 3.15).

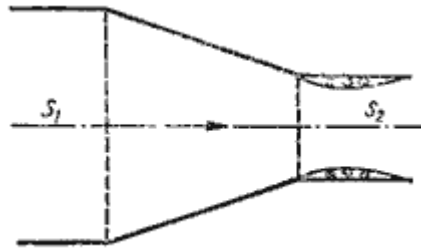


Рисунок 3.15 - Конфузор

Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. В конфузоре имеются лишь потери на трение

$$h_{\text{конф}} = \frac{\lambda_r}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_2^2}{2g},$$

где коэффициент сопротивления конфузора определяется по формуле

$$\zeta_{\text{конф}} = \frac{\lambda_r}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right)$$

где $n = S_2/S_1$ - степень сужения конфузора.

Небольшое вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока возникает лишь на выходе из конфузора в месте соединения конической трубы с цилиндрической. Закруглением входного угла можно значительно уменьшить потерю напора при входе в трубу. Конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями называется соплом (рисунок 3.16).

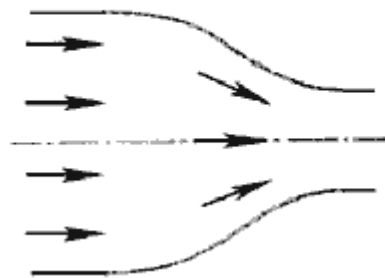


Рисунок 3.16 - Сопло

Внезапный поворот трубы (колено).

Данный вид местного сопротивления (рисунок 3.17) вызывает значительные потери энергии, так как в нем происходят отрыв потока и вихреобразования, причем потери тем больше, чем больше угол поворота трубы δ .

Потерю напора рассчитывают по формуле

$$h_{\text{кол}} = \zeta_{\text{кол}} \frac{v^2}{2g}$$

где $\zeta_{\text{кол}}$ - коэффициент сопротивления колена круглого сечения, который определяется по графику в зависимости от угла колена δ (рисунок 3.18).

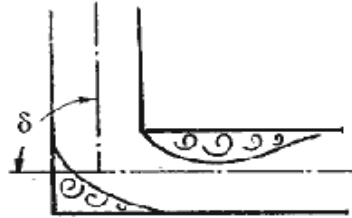


Рисунок 3.17 – Внезапный поворот трубы

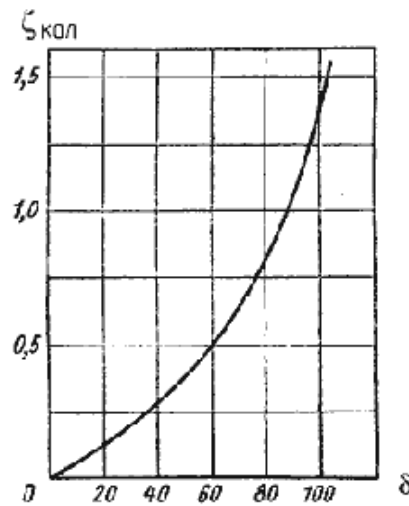


Рисунок 3.18 – Зависимость коэффициента сопротивления колена круглого сечения от угла колена

6. *Постепенный поворот трубы* (закругленное колено или отвод). Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, а следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с коленом. Это уменьшение тем больше, чем больше относительный радиус кривизны отвода R/d (рисунок 3.19). Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{\text{отв}}$ зависит от отношения R/d , угла δ , а также формы поперечного сечения трубы.

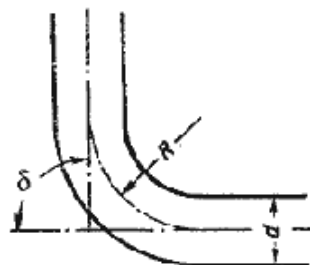


Рисунок 3.19 – Отвод

Для отводов круглого сечения с углом $\delta = 90^\circ$ и $R/d \geq 1$ при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой:

$$\zeta'_{отв} = 0,051 + \frac{0,19d}{R}$$

Для углов $\delta \leq 70^\circ$ коэффициент сопротивления

$$\zeta_{отв} = 0,9 \zeta'_{отв} \sin \delta,$$

а при $\delta \geq 100^\circ$

$$\zeta_{отв} = \left(0,7 + \frac{\delta}{90} 0,35 \right) \zeta'_{отв}.$$

Потеря напора в колене определится как

$$h_{отв} = \zeta_{отв} \frac{v^2}{2g}.$$

Все формулы, приведенные выше для местных гидравлических сопротивлений, относятся к турбулентному движению жидкости. При ламинарном движении местные сопротивления играют малую роль при определении общего сопротивления трубопровода. Кроме этого, закон сопротивления при ламинарном режиме является более сложным и исследован в меньшей степени.

3.5 Кавитация

В некоторых случаях при движении жидкости в трубопроводах происходит явление, связанное с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. превращение ее в пар с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Наглядно это явление можно продемонстрировать на простом устройстве, состоящим из трубы, на отдельном участке которой установлена прозрачная трубка Вентури (рисунок 3.33). Вода под давлением движется от сечения 1-1 через сечение 2-2 к сечению 3-3. Как видно из рисунка, сечение 2-2 имеет меньший диаметр. Скорость течения жидкости в трубе можно изменять, например, установленным после сечения 3-3 краном.

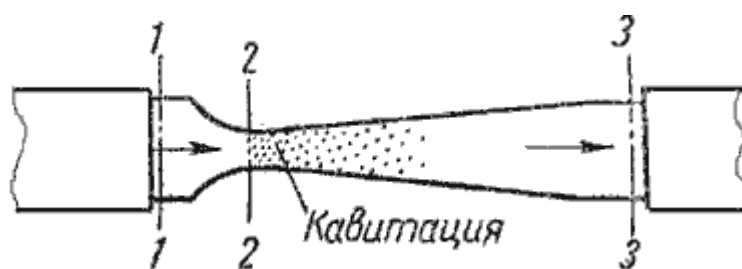


Рисунок 3.33 - Схема трубки для демонстрации кавитации

При небольшой скорости никаких видимых изменений в движении жидкости не происходит. При увеличении скорости движения жидкости в узком сечении трубки Вентури 2-2 появляется отчетливая зона с образованием пузырьков газа. Образуется область местного кипения, т.е. образование пара с выделением растворенного в воде газа. Далее при подходе жидкости к сечению 3-3 это явление исчезает.

Это явление обусловлено следующим. Известно, что при движении жидкой или газообразной среды, давление в ней падает. Причем, чем выше скорость движения среды, тем давление в ней ниже. Поэтому, при течении жидкости через местное сужение 2-2, согласно уравнению неразрывности течений, увеличивается скорость с одновременным падением давления в этом месте. Если абсолютное давление при этом достигает значения равного давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре или значения равного давлению, при котором начинается выделение из нее растворимых газов, то в данном месте потока наблюдается интенсивное парообразование (кипение) и выделение газов. Такое явление называется кавитацией.

При дальнейшем движении жидкости к сечению 3-3, пузырьки исчезают, т.е. происходит резкое уменьшение их размеров. В то время, когда пузырек исчезает (схлопывается), в точке его схлопывания происходит резкое увеличение давления, которое передается на соседние объемы жидкости и через них на стенки трубопровода. Таким образом, от таких многочисленных местных повышений давлений (гидроударов), возникает вибрация.

Таким образом, *кавитация* - это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке.

Кавитация в обычных случаях является нежелательным явлением, и ее не следует допускать в трубопроводах и других элементах гидросистем. Кавитация возникает в кранах, вентилях, задвижках, дросселях, всасывающих трубопроводах насосов и в самих гидроагрегатах.

Кавитация может иметь место в гидромашинах (насосах и гидротурбинах), снижая при этом их коэффициент полезного действия, а при длительном воздействии кавитации происходит разрушение деталей, подверженных вибрации. Кроме этого, разрушаются стенки трубопроводов, уменьшается их пропускная способность вследствие уменьшения живого сечения трубы.

Для обеспечения бескавитационных условий работы насосов применяют различные конструктивные усовершенствования. В частности радикальным способом борьбы с кавитацией в насосах является повышение давления на всасывании, достигаемое применением насосов подкачки или искусственного наддува газом жидкостных резервуаров (баков), а также применением прочих средств, одним из которых является использование энергии потока сливной магистрали гидросистемы с помощью различных сопел и эжекторов.

Разрушительное действие кавитации на поверхности стальных деталей можно уменьшить путем нанесения на поверхности деталей покрытий из материалов, стойких против кавитационного разрушения (бронза, хром). Наименее стойкими против кавитации являются чугун и углеродистая сталь, причем антикавитационная стойкость чугуна с повышением твердости практически не повышается. Наиболее стойкими из известных материалов являются титан и алюминиевая бронза.

Однако полностью устранить разрушительное действие кавитации путем подбора стойкого против коррозии материала не представляется возможным.

Исключить или значительно уменьшить кавитацию в насосах можно следующими способами:

- повысить давление во всасывающем трубопроводе. Для этого насос необходимо разместить на машине ниже уровня гидробака, из которого насос всасывает рабочую жидкость. Либо использовать в сочетании с насосом конструкцию гидробака, в котором жидкость находится под избыточным давлением;

- увеличить диаметр всасывающего трубопровода насоса;

- уменьшить длину всасывающего трубопровода, что позволяет повысить всасывающую способность насосов за счет снижения потерь давления разрежения по длине. Геометрические размеры всасывающего трубопровода зависят от размещения насоса относительно его привода и расположения гидробака на машине. Предельная длина всасывающего трубопровода должна быть не более 1,5 м.

- уменьшить местные сопротивления на участке всасывающего трубопровода. Во всасывающей гидролинии не должно быть переходов с изменяющимися диаметрами, обратных гидроклапанов, фильтров, изгибов трубопровода под прямым углом и менее, ответвлений и других местных сопротивлений.

Таким образом, для обеспечения надежности и долговечности гидросистемы, при проектировании строительных и дорожных машин, оснащенных гидроприводом, необходимо учитывать перечисленные выше факторы, влияющие на условия возникновения кавитации в гидросистеме.

3.6 Облитерация зазоров в гидравлических устройствах

Облитерация зазоров в гидроустройствах объемного гидропривода — это явление зарастивания с течением времени сечения щели, что приводит к

склеиванию сопрягаемых поверхностей деталей конструкции и заклиниванию механизмов.

Явление облитерации наблюдается при протекании даже тщательно очищенных жидкостей за счет адсорбции поляризованных молекул.

Если номинальный зазор щели равен сумме толщин адсорбированных слоев или меньше её, может произойти полное заращивание щели (полная облитерация).

Наиболее часто облитерация возникает в участках конструкции золотниковых гидрораспределителей, что является одним из конструктивных недостатков этих гидроаппаратов. При возникновении облитерации в гидрораспределителе золотник «приклеивается» к внутренней поверхности корпуса и при включении гидропривода остается неподвижным вместе с рычагом или управляющим элементом, что исключает возможность управления конкретным участком объемного гидропривода машины. Попытки наносить механические удары (молотком или кувалдой) по управляющему золотником рычагу, как правило, приводят к поломке последнего. В результате приходится снимать весь гидрораспределитель с машины и производить его замену или дорогостоящий ремонт.

Для борьбы с заеданием при облитерации применяют специальные механические и электромеханические устройства, сообщаемые колебательные или вращательные движения золотнику и таким образом разрушающие слой поляризованных молекул.

При проектировании золотниковых гидрораспределителей следует стремиться к уменьшению площадей цилиндрических поверхностей его рабочих поясков. Ширина пояска золотника должна быть меньше его диаметра. С увеличением площади рабочей поверхности пояска золотника возрастает сила трения между золотником и корпусом, а также усиливается эффективность облитерации. Если по каким-либо конструктивным причинам ширину рабочих поясков золотника необходимо сделать больше его диаметра, в таком случае на цилиндрической поверхности рабочих поясков необходимо выполнить кольцевые канавки прямоугольного сечения, которые существенно уменьшают площадь сопрягаемых поверхностей между золотником и корпусом гидрораспределителя, а рабочая жидкость, которая заполняет кольцевые объемы канавок, препятствует возникновению облитерации (если не оставлять машину без включения на длительный срок)

3.7 Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называется резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока рабочей жидкости. Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, которое связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода. Гидравлический удар чаще всего возникает при резком открытии или закрытии крана или другого устройства, управляемого потоком.

Пусть в конце трубы, по которой движется жидкость со скоростью v_0 , произведено мгновенное закрытие крана (рисунок 3.34, а).

При этом скорость частиц, натолкнувшихся на кран, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается в соответствии с увеличением давления на величину $\Delta P_{уд}$, которое называется ударным. Область (сечение $n - n$), в которой происходит увеличение давления, называется ударной волной. Ударная волна распространяется вправо со скоростью c , называемой скоростью ударной волны.

Когда ударная волна переместится до резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой во всей трубе, а стенки трубы - растянутыми. Ударное повышение давления распространится на всю длину трубы (рисунок 3.34, б).

Далее под действием перепада давления $\Delta P_{уд}$ частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это течение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Теперь сечение $n-n$ перемещается обратно к крану с той же скоростью c , оставляя за собой выровненное давление P_0 (рисунок 3.34, в).

Жидкость и стенки трубы предполагаются упругими, поэтому они возвращаются к прежнему состоянию, соответствующему давлению P_0 . Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость v_0 , но направленную теперь в противоположную теперь сторону.

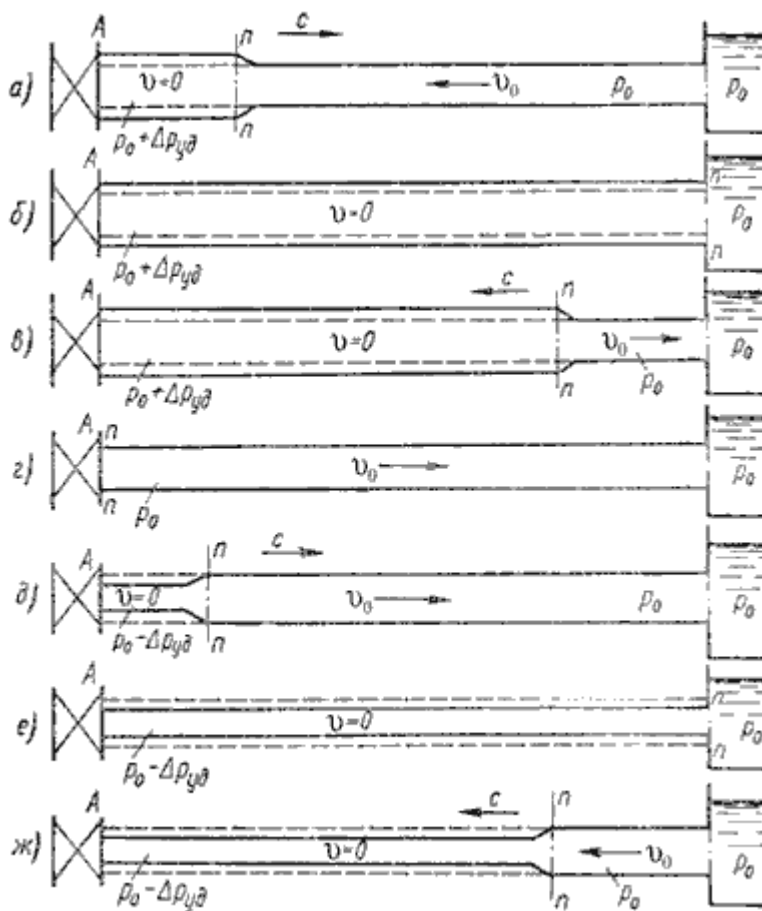


Рисунок 3.34 - Стадии гидравлического удара

С этой скоростью весь объем жидкости стремится оторваться от крана, в результате возникает отрицательная ударная волна под давлением $P_0 - \Delta P_{уд}$, которая направляется от крана к резервуару со скоростью c , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления (рисунок 3.34, д). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформаций, но противоположного знака.

Состояние трубы в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару показано на рисунке 3.34, е. Так же как и для случая, изображенного на рисунке 3.34, б, оно не является равновесным. На рисунке 3.34, ж, показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью v_0 .

Очевидно, что как только отраженная от резервуара ударная волна под давлением $\Delta P_{уд}$ достигнет крана, возникнет ситуация, уже имевшая место в момент закрытия крана. Весь цикл гидравлического удара повторится.

Протекание гидравлического удара во времени иллюстрируется диаграммой, представленной на рисунке 3.34, а и б.

Штриховыми линиями показано теоретическое изменение давления у крана в точке А, а сплошной действительный вид картины изменения давления по времени (рисунок 3.35, а). При этом затухание колебаний давления происходит за счет потерь энергии жидкости на преодоление сил трения и ухода энергии в резервуар.

Если давление P_0 невелико ($P_0 < \Delta P_{уд}$), то картина изменения амплитуды давления получается несколько иная, примерно такая, как показано на рисунке 3.35, б.

Повышение давления при гидравлическом ударе можно определить по формуле Жуковского:

$$\Delta P_{уд} = \rho v_0 c,$$

где c - скорость распространения ударной волны, вычисляемая по формуле:

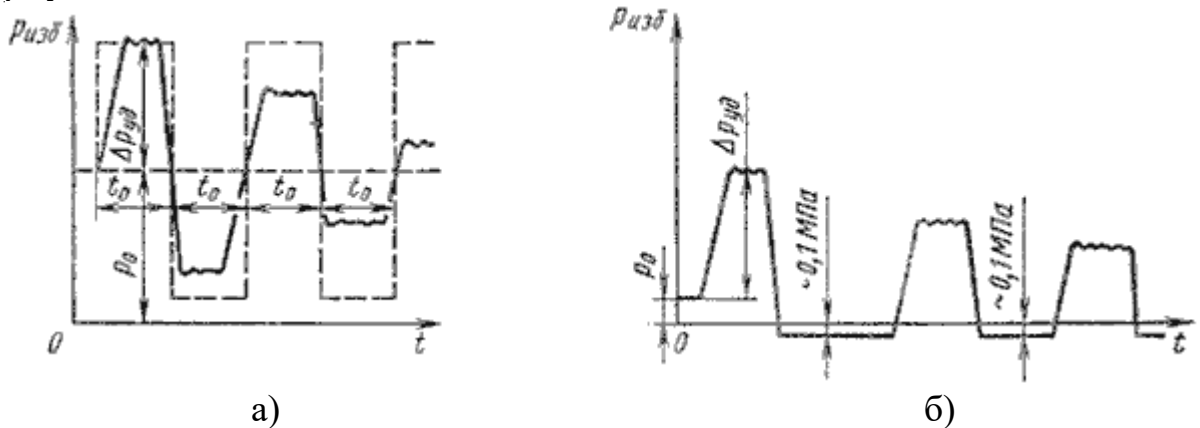


Рисунок 3.35- Изменение давления с течением времени при гидроударе в сечении трубопровода, расположенном рядом с задвижкой

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho r}{\delta E}}}$$

где r - радиус трубопровода;

E - модуль упругости материала трубы;

δ - толщина стенки трубопровода;

K - объемный модуль упругости жидкости.

Если предположить, что труба имеет абсолютно жесткие стенки, т.е. $E = \infty$, то скорость ударной волны определится из выражения

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

Для воды скорость ударной волны равна 1435 м/с, для бензина - 1116 м/с, для масла – находится в пределах 1200 - 1400 м/с.

Меры борьбы с негативными последствиями гидравлического удара можно сформулировать следующим образом:

- увеличение времени закрытия трубопровода, что приводит к непрямому гидроудару;
- снижение скорости движения жидкости (при заданном расходе это возможно, если применить трубу большего диаметра);
- уменьшение длины участка трубопровода до перекрывающего устройства, что позволяет перейти к непрямому удару;
- установка вблизи задвижки устройства, сбивающего пик давления (предохранительного клапана, гидравлического аккумулятора и т.п.).

Если уровень ударных давлений нет возможности понизить, в таких случаях необходимо повышать прочность трубопровода.

Тема 4 ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

4.1 Общие сведения о гидравлических машинах

Объемной гидромашинной называется гидроустройство, предназначенное для преобразования механической энергии рабочей среды в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснения ее из рабочей камеры.

Под рабочей камерой понимается пространство объемной гидромашинной, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее

свой объем и попеременно сообщается с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Основной особенностью объемных гидромашин является то, что они содержат, по крайней мере, одну рабочую камеру, объем которой изменяется в течение рабочего цикла. При этом каждая рабочая камера содержит подвижный элемент - вытеснитель, предназначенный для изменения ее объема. В качестве вытеснителей могут служить поршни, плунжеры, зубья шестерен, ролики, пластины, мембраны и т.д.

Объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии входного звена (вала) в энергию потока рабочей среды (жидкости), называется *объемным насосом*.

Объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды (жидкости) в энергию выходного звена называется *гидродвигателем*.

Выходным звеном гидродвигателя может быть вал, совершающий вращение на полный угол или поворот на ограниченный угол, и шток, совершающий возвратно-поступательное движение. Валы являются выходными звеньями у гидромоторов (совершающих вращение на полный угол) и у поворотных гидродвигателей (совершающих вращение на ограниченный угол). У гидроцилиндров выходными звеньями являются штоки, совершающие возвратно-поступательное движение.

Выходные звенья гидродвигателей (валы и штоки) посредством промежуточных механизмов приводят в движение исполнительные механизмы машин для совершения различных технологических операций. Например, шток гидроцилиндра, установленного на рукояти рабочего оборудования экскаватора, приводит в движение ковш, посредством которого осуществляется копание грунта. Вал гидромотора, установленного в приводе опорно-поворотного устройства экскаватора, осуществляет поворот платформы для выполнения операции выгрузки грунта из ковша в транспортное средство и возврат поворотной платформы в исходное положение для продолжения копания.

Существуют обратимые объемные гидромашин, предназначенные для работы как в режиме объемного насоса, так и в режиме гидромотора – насосомоторы.

В процессе работы объемной гидромашины каждая ее рабочая камера поочередно сообщается с линией низкого и высокого давления, - т.е. со всасывающей и нагнетательной гидролиниями (у насосов), а у гидродвигателей – с линией высокого давления и с линией слива (гидромоторы, гидроцилиндры). В обратимых гидромашин подключенные к ним гидролинии (трубопроводы) могут функционально менять свое назначение, в зависимости от режима работы машин.

Насосы и гидродвигатели (гидромоторы, поворотные гидродвигатели и гидроцилиндры) применяют также в *гидропередачах*, назначением которых является передача механической энергии от двигателя к исполнительному

органу, а также преобразование вида и скорости движения последнего посредством жидкости.

Гидропередачи по сравнению с механическими передачами (муфты, коробки скоростей, редукторы и т.д.) имеют следующие преимущества:

- плавность работы.
- возможность бесступенчатого регулирования скорости.
- меньшая зависимость момента на выходном валу от нагрузки, приложенной к исполнительному органу.
- возможность передачи больших мощностей.
- малые габаритные размеры.
- высокая надежность.

Эти преимущества привели к большому распространению гидропередач, несмотря на их несколько меньший, чем у механических передач КПД.

4.2 Объемные гидромашины с поступательным движением входных и выходных звеньев

К объемным гидромашинам с поступательным движением входных и выходных звеньев относятся поршневые и мембранные насосы и гидродвигатели.

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижной рабочей камеры вытеснителем.

Рабочей камерой объемного насоса называют ограниченное пространство, попеременно сообщающееся со входом и выходом насоса.

Вытеснителем называется рабочий орган насоса, который совершает вытеснение жидкости из рабочих камер (плунжер, поршень, диафрагма).

Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

- по типу вытеснителей:
 - плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- по характеру движения ведущего звена:
 - возвратно-поступательное движение ведущего звена;
 - вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
- по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход:
 - одностороннего действия; двухстороннего действия;
- по количеству поршней:
 - однопоршневые; многопоршневые.

Насос простого действия. Схема однопоршневого насоса простого действия изображена на рисунке 4.1.

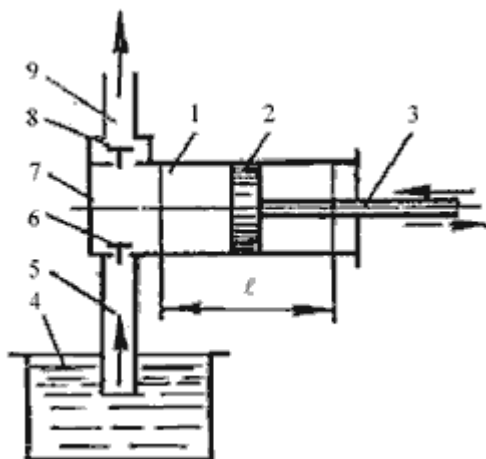


Рисунок 4.1 - Насос однопоршневой простого действия

Поршень 2 связан с кривошипно-шатунным механизмом через шток 3, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 1. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего всасывающий клапан 6 поднимается и жидкость из расходного резервуара 4 по всасывающему трубопроводу 5 поступает в рабочую камеру 7. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 8 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 9.

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один выполняет нагнетание жидкости, то теоретическую производительность однопоршневого насоса возможно определить по формуле

$$Q_T = \frac{Fln}{60},$$

где F - площадь поршня, м²;

l - ход поршня, м;

n - число оборотов приводного двигателя, об/мин.

Для повышения производительности поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная производительность насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T называется объемным КПД поршневого насоса:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T}$$

Объемный КПД - основной экономический показатель, характеризующий работу насоса.

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигнута насосом двойного действия (рисунок 4.2), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания.

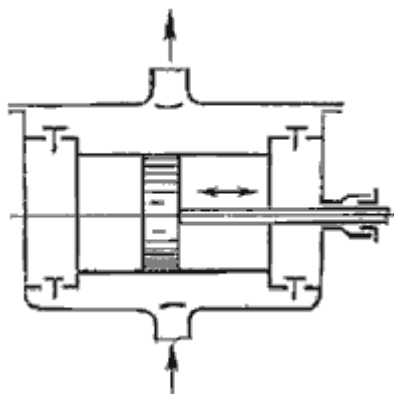


Рисунок 4.2 - Насос поршневой двойного действия

Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны. Теоретическая производительность насоса двойного действия определяется по формуле

$$Q_T = \frac{F \ell n}{60} + \frac{(F - f) \ell n}{60},$$

где f - площадь штока, m^2 .

Рабочий цикл поршневого насоса можно графически отразить с помощью индикаторной диаграммы. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется *индикаторной диаграммой*. На рисунке 4.3 показана индикаторная диаграмма поршневого насоса простого действия.

При движении поршня слева направо (см. рисунок 4.3) (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания $P_{вс}$ по линии ab . По причинам податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия ab не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию $бв$. Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия $вг$ остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $P_{вс}$ поднимается до давления $P_{нагн}$ по прямой $гд$, наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии ab .

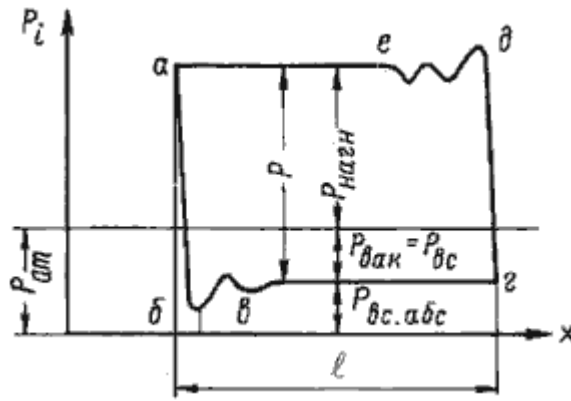


Рисунок 4.3- Индикаторная диаграмма поршневого насоса

Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия de). В дальнейшем давление $P_{нагн}$ остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия ea). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Неисправности, возникающие в гидравлической части поршневого насоса изменяют характер индикаторной диаграммы. Анализируя различные индикаторные диаграммы с теми или иными аномалиями, можно безошибочно сказать о неисправности насоса.

Мощность, которая подводится к валу насоса называется *подведенной*, и равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{\Pi} = M_{кр}\omega.$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости Q_H под давлением P_H , называется *полезной мощностью насоса* (в дальнейшем просто мощностью)

$$N_H = Q_H P_H.$$

Отношение мощности насоса N_H к подведенной мощности N_{Π} называется общим КПД насоса

$$\eta_{общ} = \frac{N_H}{N_{\Pi}}$$

Разность между подведенной к насосу мощности и его полезной мощностью называется потерями мощности в насосе.

$$N_{пот} = N_{\Pi} - N_H.$$

Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Объемные потери мощности в насосе $N_{об}$ происходят по причинам внутренних утечек жидкости $Q_{ум}$ (из полостей высокого давления в полости с низким давлением) и неполного заполнения рабочих камер насоса $Q_{нен}$, при условии создания давления в напорной магистрали насоса P_H

$$N_{об} = (Q_{ум} + Q_{нен}) P_H.$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения

$$\eta_{об} = \frac{N_{II} - N_{об}}{N_{II}}$$

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96.

Механические КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного слоя, пластическое отеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{тр} = M_{тр}\omega,$$

где $M_{тр}$ - момент трения в насосе;

ω - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД насоса определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}}$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Гидравлический КПД характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки рабочих камер насоса. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

$$N_z = Q_H (P_K - P_H),$$

где P_K - давление в напорной камере насоса;

P_H - давление в напорной гидролинии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_z = \frac{N_{II} - N_z}{N_{II}}$$

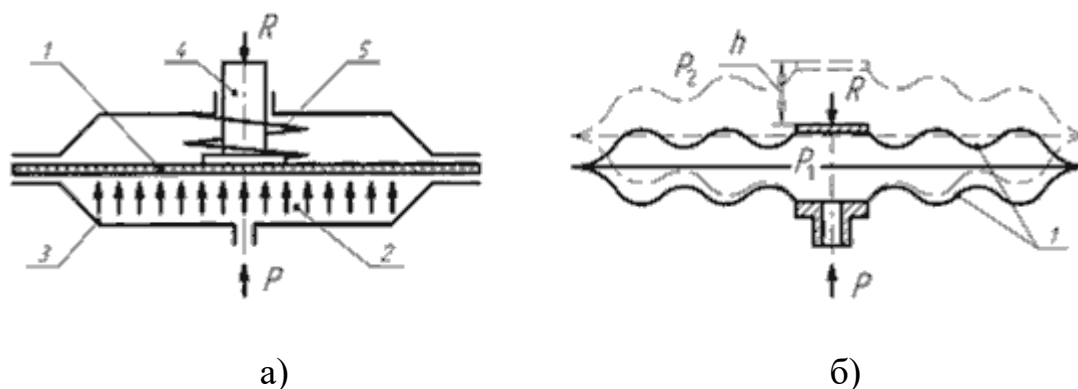
Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех}$$

Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

Мембранные гидроцилиндры относятся к механизмам с гибкими разделителями.

Мембраны (рисунок 4.4, 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.



а - плоская мембрана с эластичным кольцом; б - гофрированная металлическая мембрана

Рисунок 4.4- Схемы мембранных исполнительных механизмов

Гофрированная металлическая мембрана представлена на рисунке 4.4, б. Деформация таких мембран происходит за счет разности давлений $\Delta P = P_1 - P_2$ и внешней нагрузки R .

Мембранные гидроцилиндры (рисунок 4.5) допускают значительные перемещения выходного звена - штока. При перемещении поршня 1 в направлении действия давления жидкости (рисунок 4.5, а) мембрана 3 перегибается, перекатываясь со стенок поршня 1 на стенки цилиндра 2, к

которым она плотно поджимается давлением жидкости (рисунок 4.5, б). Обратный ход поршня происходит за счет пружины.

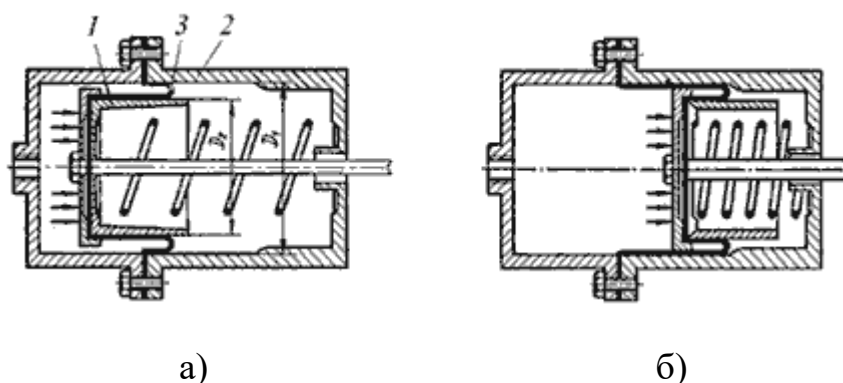


Рисунок 4.5- Схемы мембранных гидроцилиндров

4.3 Роторные гидромашины

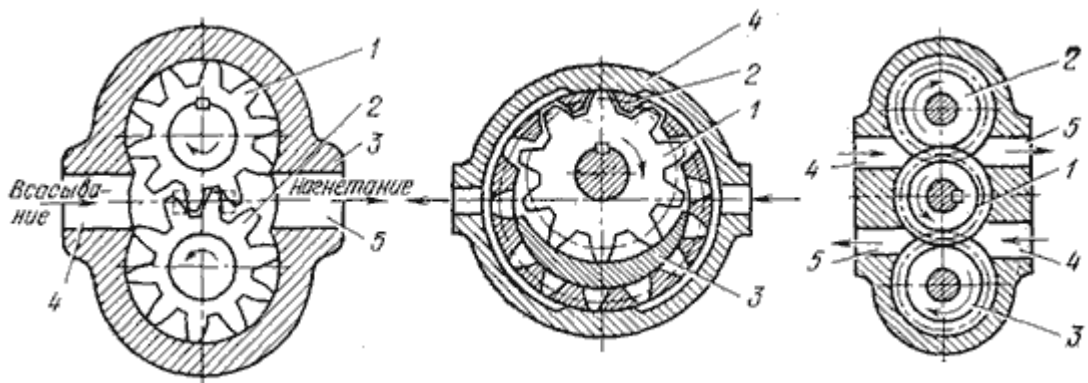
Гидромашины, в которых подвижные элементы совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное, или вращательное и возвратно-поворотное движения, называются роторными. К ним относятся - радиально-поршневые и аксиально-поршневые, шестеренные, пластинчатые насосы и гидромоторы.

Шестеренные гидромашины 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} . Шестеренные гидромашины часто применяются в системах с дроссельным регулированием.

Шестеренные насосы. Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рисунок 4.6, а).

Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рисунок 4.6, б), трех- и более шестеренные насосы (рисунок 4.6, в).

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рисунок 4.6, а) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубьевые пространства), переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.



а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением; в - трехшестеренный

Рисунок 4.6 - Конструктивные схемы шестеренных насосов:

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 4.7. 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.

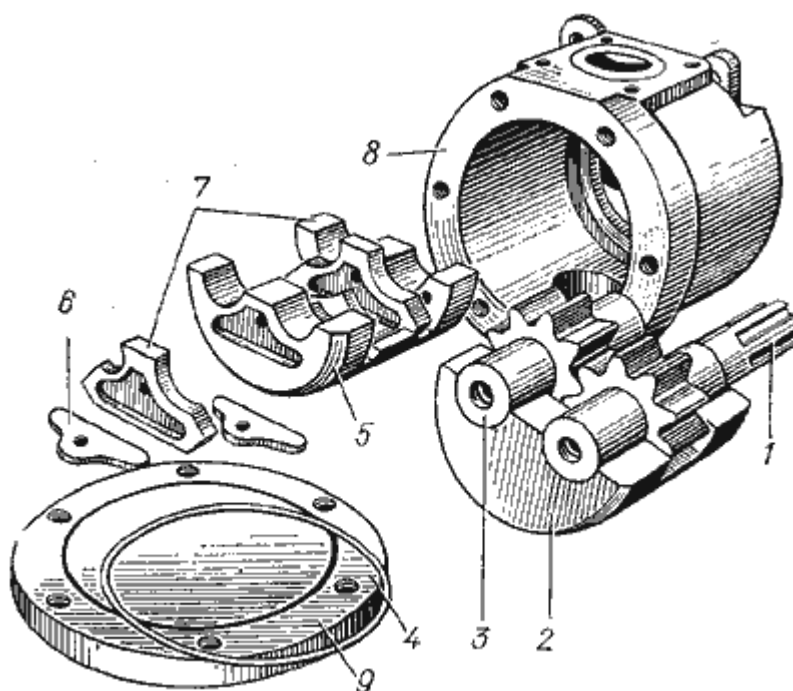


Рисунок 4.7- Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (см. рисунок 4.6, 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 4.6, 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 зацемявления 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 гидромагистрали (см. рисунок 4.6, 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.

Пластинчатые насосы и гидромоторы.

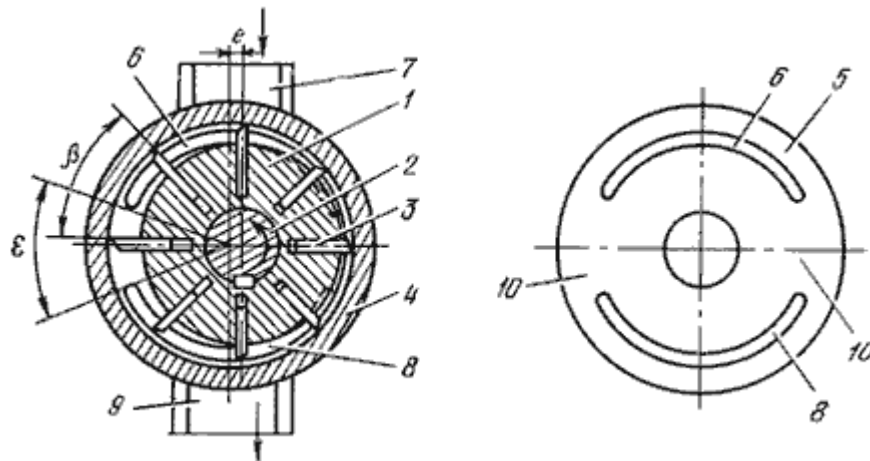
Пластинчатые насосы и гидромоторы так же, как и шестеренные, просты по конструкции, компактны, надежны в эксплуатации и сравнительно долговечны. В таких машинах рабочие камеры образованы поверхностями статора, ротора, торцевых распределительных дисков и двумя соседними вытеснителями-платинами. Если вытеснители (пластины) имеют более сложную форму, отличную от плоской и прямоугольной в разрезе, тогда их называют шиберами.

Пластинчатые насосы могут быть одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия одному обороту вала соответствует одно всасывание и одно нагнетание, в насосах двукратного действия - два всасывания и два нагнетания.

Схема насоса однократного действия приведена на рисунке 4.8. Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом e . К торцам статора и ротора с малым зазором (0,02...0,03 мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 - с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол, образованный этими перемычками, больше угла между двумя соседними пластинами.

При вращении ротора пластины под действие m центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается - происходит всасывание, а затем уменьшается - происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

При изменении эксцентриситета e изменяется подача насоса. Если $e = 0$ (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с $+e$ на $-e$ изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 - всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые.



1 - ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор;
 5 - распределительный диск; 6, 8 - окна; 7 - гидролиния всасывания;
 9 - гидролиния нагнетания

Рисунок 4.8 - Схема пластинчатого насоса однократного действия:

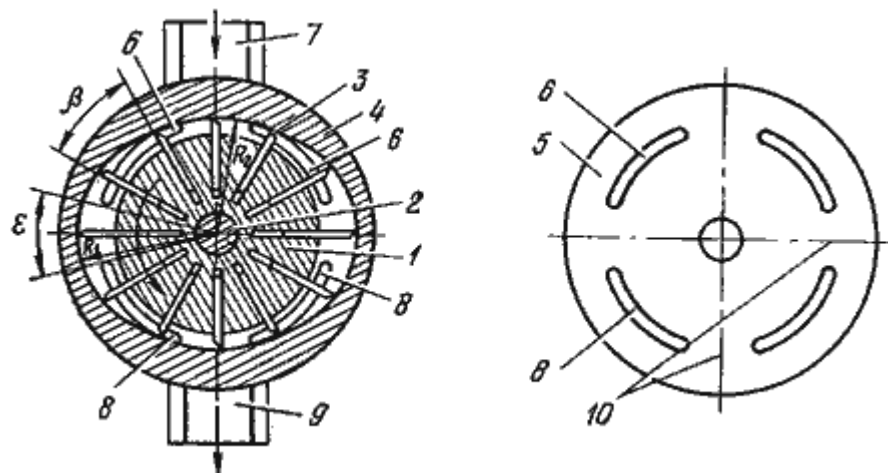


Рисунок 4.9 – Пластинчатый насос двукратного действия

Подачу пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле

$$Q=2e \cdot b (\pi \cdot D - z \cdot \delta) \cdot n,$$

- где b - ширина пластин;
- e - эксцентриситет;
- D - диаметр статора;
- z - число пластин;
- δ - толщина пластин;
- n - частота вращения ротора.

Число пластин z может быть от 2 до 12. С увеличением числа пластин подача насоса уменьшается, но при этом увеличивается ее равномерность.

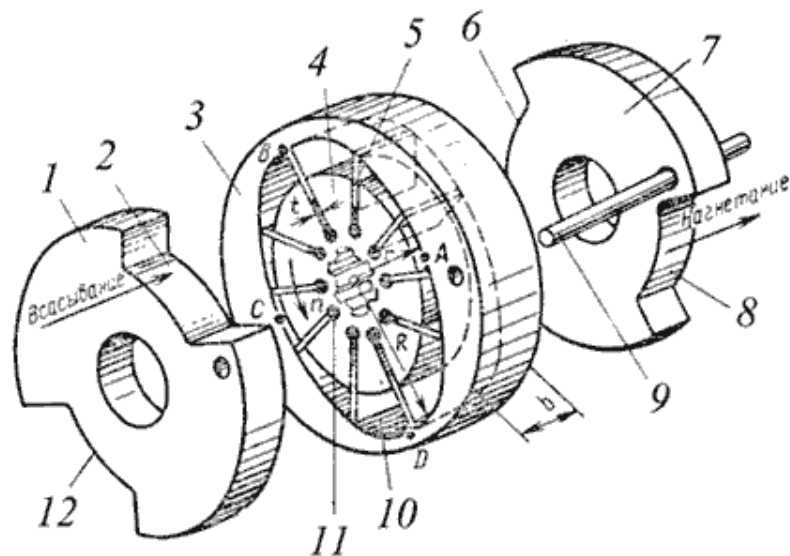
В насосах двукратного действия (рисунок 4.9) ротор 1 и 2 статор соосны. Эти насосы имеют по две симметрично расположенные полости всасывания и полости нагнетания. Такое расположение зон уравнивает силы, действующие со стороны рабочей жидкости, и разгружает приводной вал 2, который будет нагружен только крутящим моментом. Для большей уравновешенности число пластин 3 в насосах двойного действия принимается четным. Торцевые распределительные диски 5 имеют четыре окна. Два окна 6 каналами в корпусе насоса соединяются с гидролинией всасывания 7, другие два 8 - с напорной гидролинией 9. Так же как и в насосах однократного действия, между окнами имеются уплотнительные перемычки 10. Для герметизации зон всасывания и нагнетания должно быть соблюдено условие, при котором $\varepsilon < \beta$.

Профиль внутренней поверхности статора выполнен из дуг радиусами R_1 и R_2 с центром в точке O . Пазы для пластин в роторе могут иметь радиальное расположение под углом $7...15^\circ$ к радиусу, что уменьшает трение и исключает заклинивание пластин. Насосы с радиальным расположением пластин могут быть реверсивными.

Рассмотрим устройство и принцип работы пластинчатого насоса двукратного действия на примере насоса Г12-2М (рисунок 4.10). Основными деталями насоса является корпус с крышкой, приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (рисунок 4.10, а), состоящий из распределительных дисков 1 и 7, статора 3, ротора 4 и пластин 5. Диски и статор, зафиксированные в угловом положении относительно корпуса штифтом 9, прижимаются друг к другу пружинами (не показаны), а также давлением масла в напорной линии. При вращении ротора 4, связанного через шлицевое соединение с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 5 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия 11, прижимаются к внутренней поверхности 10 статора 3, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора.

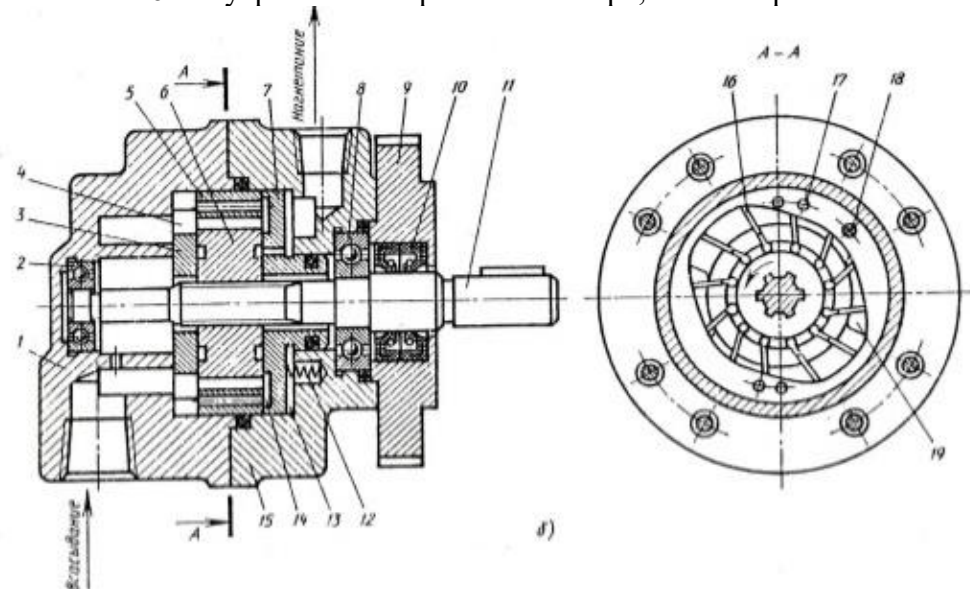
Во время движения пластин от точки A до точки B и от точки C до точки D объемы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцевыми поверхностями дисков 1 и 7, увеличиваются, и масло заполняет рабочие камеры через окна 2 и 12 диска 1, связанные со всасывающей линией. При движении в пределах участков BC и DA объемы камер уменьшаются, и масло вытесняется в напорную линию гидросистемы через окна 6 и 8 диска 7. Поскольку зоны нагнетания (BC и DA) и всасывания (AB и CD) расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные усилия, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

Конструкция насоса показана на рисунок 4.10, б.



а)

1, 7 - распределительные диски; 3 - статор; 4 - ротор; 5 - пластины;
6, 8 - окна напорной полости; 2, 12 - окна всасывающей полости; 9 - штифт;
10 - внутренняя поверхность статора; 11 - отверстие



б)

1 - крышка; 2, 8 - подшипники; 3, 7 - диски; 4 - окно; 5 - статор;
6 - ротор; 9 - фланец; 10 - манжеты; 11 - вал приводной; 12 - пружина;
13 - камера под давлением; 14 - окно всасывания; 15 - корпус; 16 - пластины;
17 - отверстие; 18 - штифт; 19 - окно

Рисунок 4.10 - Рабочий комплект (а) и конструкция (б) пластинчатого насоса двукратного действия Г12-2М

В расточках корпуса 15 и крышки 1 установлен рабочий комплект (диски 3 и 7, статор 5, ротор 6, пластины 16). Ротор через шлицевое соединение связан с приводным валом 11, опирающимся на шарикоподшипники 2 и 8. Наружные утечки или подсос воздуха по валу исключается манжетами 10, установленными в расточке фланца 9. Комплект сжимается тремя пружинами 12 и давлением масла в камере 13.

кна 4 диска 3 через отверстия 17 статора соединены с глухими окнами всасывания 14 диска 7, благодаря чему масло из всасывающей линии поступает в ротор с двух сторон, что облегчает условия всасывания. В напорную линию масло вытесняется через окна 19 диска 7. Поворот комплекта предотвращается штифтом 18 (или винтами), проходящими через отверстия в деталях 1, 3, 5, 7 и 15.

Подачу пластинчатого насоса двойного действия определяют по формуле

$$Q = q_n \eta_{об} = 2b \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - \frac{tz(R_1 - R_2)}{\cos \alpha} \right] n \eta_{об},$$

где b - ширина ротора;

R_1 и R_2 - радиусы малый и большой соответственно, эллипсообразного профиля внутренней поверхности статора;

t - толщина пластин;

z - число пластин;

α - угол наклона пластин к радиусу.

Пластинчатые гидромоторы могут быть также одно-, двух- и многократного действия. Пластинчатые гидромоторы от пластинчатых насосов отличаются тем, что в их конструкцию включены устройства, обеспечивающие постоянный прижим пластин к статорному кольцу.

При подводе к машине жидкости на рабочую поверхность пластин действует сила, создающая крутящий момент на валу гидромотора, который для гидромоторов однократного действия определяется по формуле:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \frac{\Delta P}{2\pi} 2eb(\pi D - zt) \eta_m,$$

Для гидромоторов двукратного действия

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \frac{\Delta P}{2\pi} 2b \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - tz(R_1 - R_2) \right] \eta_m$$

Гидромоторы и насосы двукратного действия являются нерегулируемыми.

Надежность и срок службы пластинчатых гидромашин зависят от материала пластин и статорного кольца. Во избежание отпуска материала пластин из-за нагрева от рения о статорное кольцо пластины изготавливают из стали с высокой температурой отпуска. Статорное кольцо цементируется и закаливается. Ротор изготавливают из закаленной хромистой стали, а торцевые распределительные диски из бронзы.

Радиально-поршневые гидромашинны.

Радиально-поршневые гидромашинны применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашинны 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 4.11. 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.

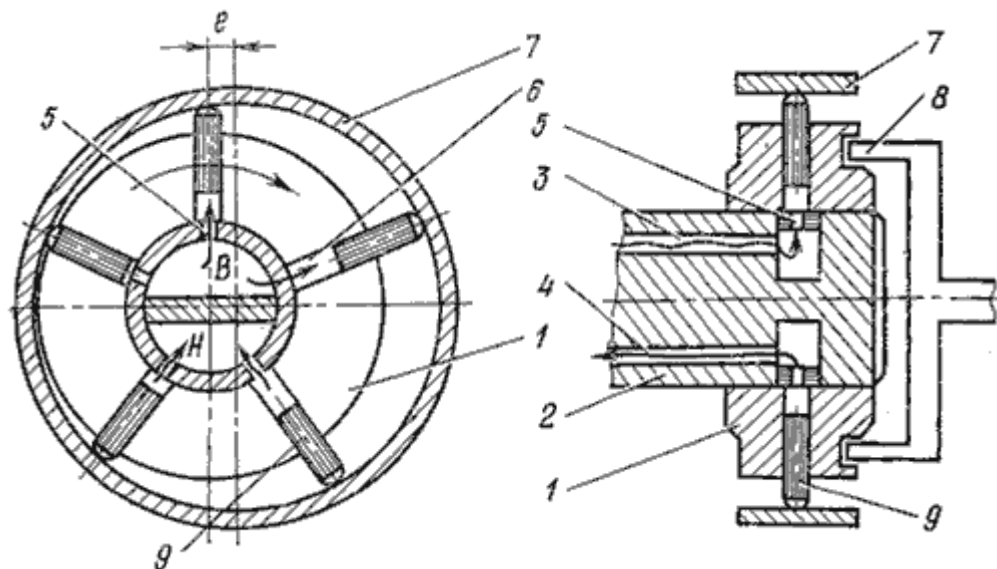


Рисунок 4.11 - Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рисунке 4.11 стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвижутся (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

$$Q = q_m \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{2} e z n \eta_{об}$$

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

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

где h - ход поршней.

На рисунке 4.12 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 гидрولينию.

Насос работает следующим образом. При вращении ротора поршни под действием центробежной силы выдвигаются из цилиндров и прижимаются к реактивным кольцам 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.

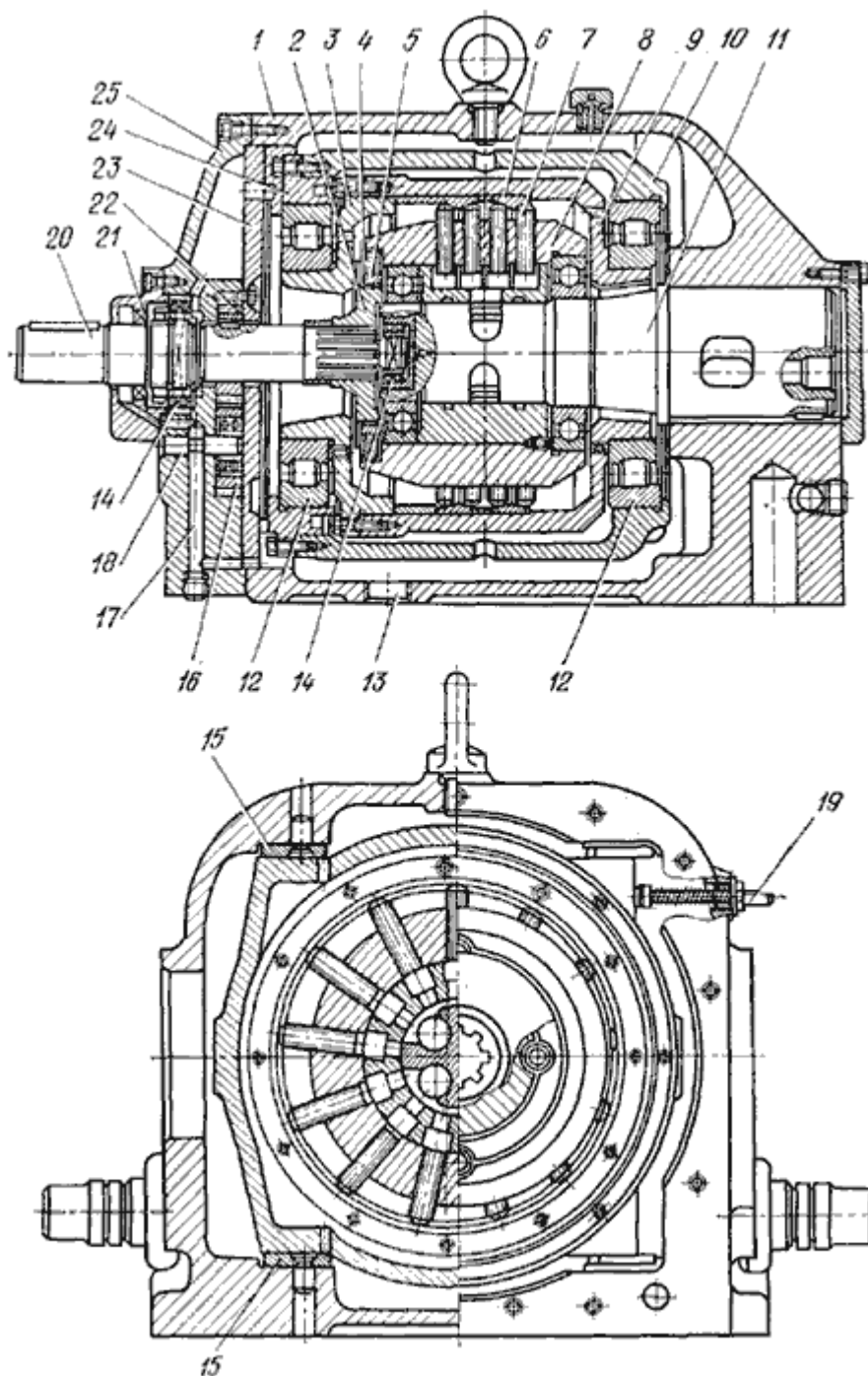
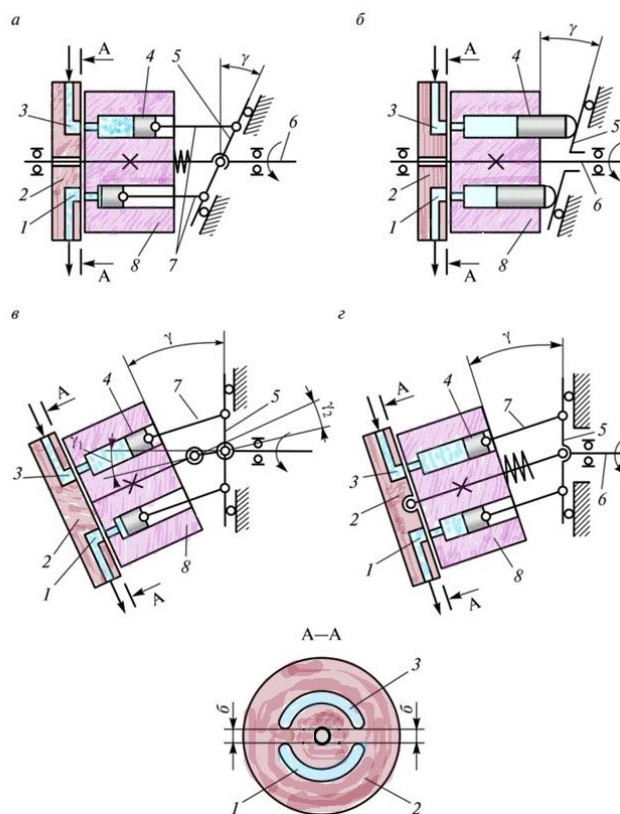


Рисунок 4.12 - Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП

Аксиально-поршневые гидромашины

Аксиально-поршневые гидромашины 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 4.13) с поршнями (плунжерами) 4, шатунов 7, наклонного диска 5, распределительного диска 2 и ведущего вала 6.



1 и 3 - окна; 2 – распределительный диск; 4 - поршни;
 5 - наклонный диск; 6 - ведущий вал; 7 - шатуны; 8 - блок цилиндров
 а - с силовым карданным валом; б - с точечным касанием плунжеров рабочей поверхности наклонного диска; в - с двойным несиловым карданным валом;
 г - с простым несиловым карданным валом

Рисунок 4.13 - Конструктивные схемы аксиально-поршневых насосов

Во время работы насоса при вращении вала приходит во вращение и блок цилиндров. В конструкциях насосов с наклонным диском (см. рисунок 4.13, а, б) или наклонным блоком цилиндров (см. рисунок 4.13, в, г) поршни (или плунжеры), совершают сложное движение: возвратно-поступательное – относительно блока цилиндров, и вращательное (одновременно с блоком цилиндров) – относительно неподвижного корпуса насоса. Когда поршни выдвигаются из цилиндров, происходит всасывание жидкости, а когда задвигаются - нагнетание. Через окна 1 и 3 в распределительном диске 2 цилиндры попеременно соединяются то с всасывающей, то с напорной гидролиниями. Для исключения перетекания жидкости из напорной линии во всасывающую блок цилиндров плотно прижат к распределительному диску. Кроме того, между двумя серповидными окнами распределительного диска предусмотрена зона для отсечки объемов жидкости, ширина которой b больше диаметров d_k отверстий соединительных каналов в блоке цилиндров.

Рабочими камерами аксиально-поршневых насосов являются цилиндрические отверстия в блоке цилиндров, аксиально расположенные

относительно геометрической оси ротора, а вытеснителями – поршни или плунжеры.

Различают два основных вида конструкций аксиально-поршневых насосов: с наклонным диском (см. рисунок 4.13, а, б) и с наклонным блоком цилиндров (см. рисунок 4.13, в, г). Рассматриваемые конструкции аксиально-поршневых насосов могут быть выполнены по четырем различным конструктивным схемам (см. рисунок 4.13 а, б, в, г): с силовым карданным валом, с точечным касанием поршней к рабочей поверхности наклонного диска, с двойным несилковым карданным валом, с простым несилковым карданным валом.

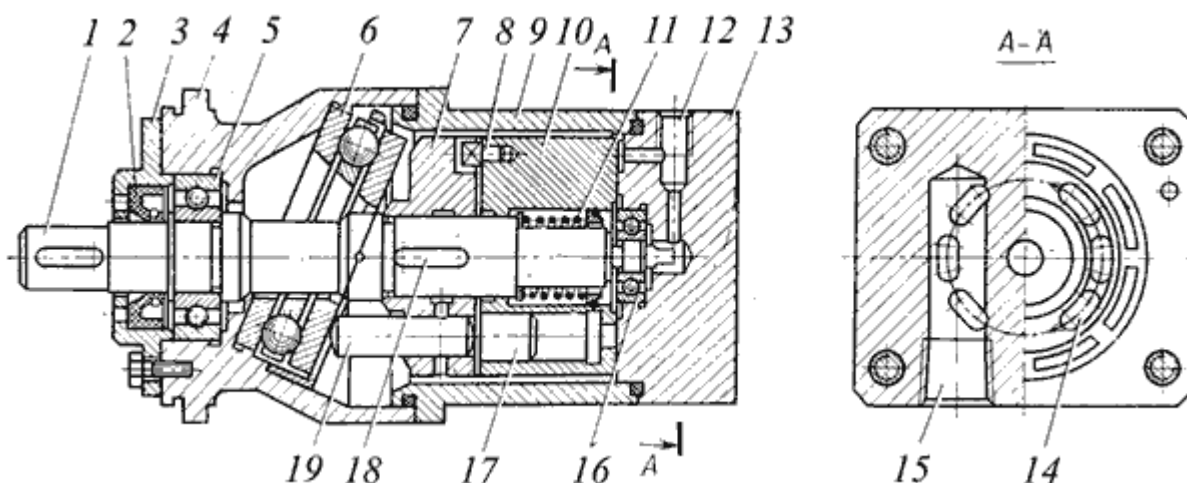
В насосах *с силовым карданным валом* (см. рисунок 4.13, а) приводной вал соединен с наклонным диском посредством карданной передачи, выполненной в виде универсального шарнира с двумя степенями свободы. Поршни соединяются с диском шатунами. При такой схеме крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через карданный вал. Начальное прижатие блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается пружиной, а во время работы насоса - давлением жидкости. Передача крутящего момента к блоку цилиндров необходима для преодоления силы трения, возникающей между торцом блока цилиндров и распределительным диском.

В насосах *с двойным несилковым карданным валом* (см. рисунок 4.13, в) углы между осью промежуточного звена карданного вала и осями входного и выходного звеньев вала принимают одинаковыми. При такой схеме карданный вал практически полностью разгруженный, так как крутящий момент от приводящего двигателя передается блоку цилиндров через фланец 5, изготавливаемый как одно целое с валом.

Насосы с точечным касанием поршней рабочей поверхности наклонного диска (см. рисунок 4.13, б) 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 с наклонным диском (рисунок 4.20).

Гидромашины с наклонным диском (см. рисунок 4.20) выпускаются небольшой мощности, так как в местах контакта поршней с рабочей поверхностью наклонного диска создается высокое механическое напряжение, которое ограничивает возможность создания высокого давления жидкости.

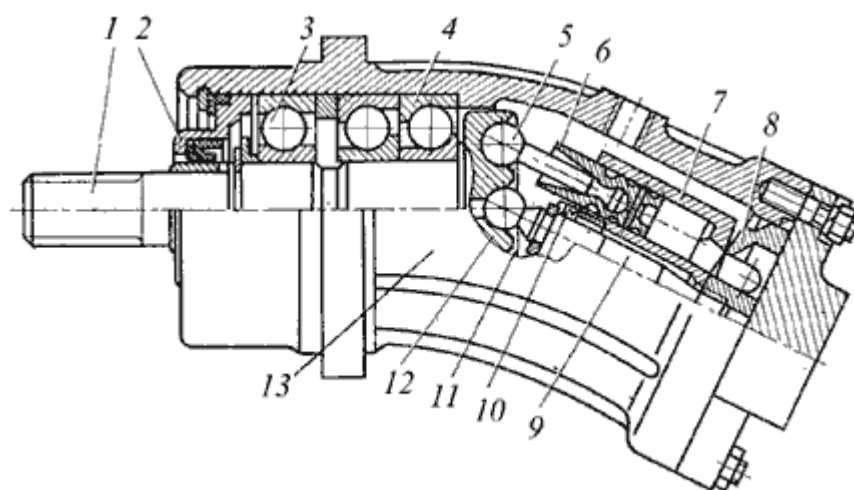
В аксиально-поршневых гидромашинах *с простым несилковым карданным валом* (см. рисунок 4.13, г) блок цилиндров соединяется с ведущим валом через наклонный диск и шатуны поршней. По сравнению с гидромашинами с силовой карданной передачей машины с простым несилковым карданным валом проще в изготовлении, имеют меньший габарит блока цилиндров. По данной схеме промышленностью выпускается большинство аксиально-поршневых машин серии 200 и 300 (рисунок 4.21).



- 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

Рисунок 4.20 - Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском

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



- 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

Рисунок 4.21 - Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров

Высокомоментные гидромоторы

Преимуществом высокомоментных гидромоторов по сравнению с низкомоментными является возможность непосредственного соединения с рабочими органами машин без промежуточных передач, таких как механические редукторы, понижающие частоту вращения выходных валов и увеличивающие общий крутящий момент передачи. Редукторы, как правило, имеют большую массу и занимают много места на машине. Приводы без редукторов на основе высокомоментных гидромоторов упрощают конструкцию, снижают металлоемкость и общую массу машин.

Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы отличаются компактностью, устойчиво работают при низких частотах вращения.

4.4 Регулирование рабочего объема гидромашин

Рабочий объем гидромашин V_0 представляет собой объем жидкости (измеряемый в м^3), вытесняемый из насоса за один оборот его вала. Таким образом, единица измерения рабочего объема насоса – $\text{м}^3/\text{об}$.

На производстве рабочий объем насоса принято измерять в $\text{см}^3/\text{об}$, так как этот параметр входит в структуру обозначения многих марок насосов. Например, в марке шестеренного насоса НШ-32, число 32 означает его рабочий объем в $\text{см}^3/\text{об}$.

Регулирование рабочего объема возможно лишь в тех гидромашинах, конструкции которых позволяют осуществлять изменение данного параметра. Например, в шестеренных гидромашинах с наружным зацеплением шестерен регулирование рабочего объема не осуществляется по причине их конструктивных особенностей. К числу гидромашин с регулируемым рабочим объемом относятся: аксиально-поршневые, пластинчатые (однократного действия), радиально-поршневые. Регулирование рабочего объема гидромашин может осуществляться с помощью механического (в том числе и ручного), гидравлического, электрического, пневматического или комбинированного приводного механизма управления.

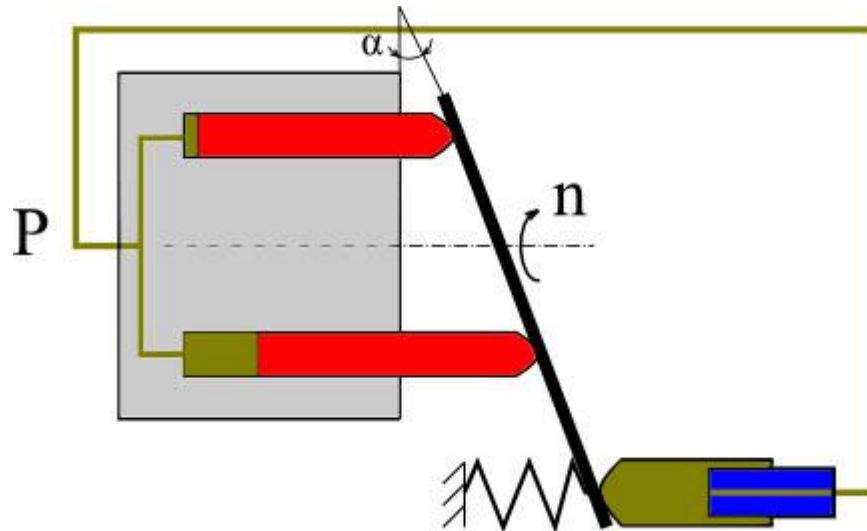
В регулируемых аксиально-поршневых насосах рабочий объем может регулироваться путем изменением угла наклона блока цилиндров или наклонного диска, в зависимости от типа насоса - с наклонным блоком или с наклонной диском.

Аналогично регулируются и рабочие объемы аксиально поршневых гидромоторов.

В аксиально-поршневых насосах постоянной мощности на рабочую поверхность наклонного диска через плунжер воздействует давление со стороны рабочей камеры с высоким давлением, соединенной с выходным отверстием из насоса. При увеличении давления наклон диска уменьшается, а при уменьшении

давления – пружина, действуя на диск с противоположной стороны поршня, увеличивает угол наклона диска.

На рисунке 4.22 показана схема регулирования (изменения) угла наклона диска аксиально-поршневого насоса постоянной мощности.



P - гидролиния давления управления,
 α - угол наклона шайбы,
n - частота вращения вала.

Рисунок 4.22 – Схема регулирования угла наклона диска аксиально-поршневого насоса

В пластинчатом насосе объем рабочих камер определяется геометрическими параметрами внутренней поверхности статора, толщиной пластин и эксцентриситетом e между центром ротора, в котором установлены пластины, и центром статора (рисунок 4.23).

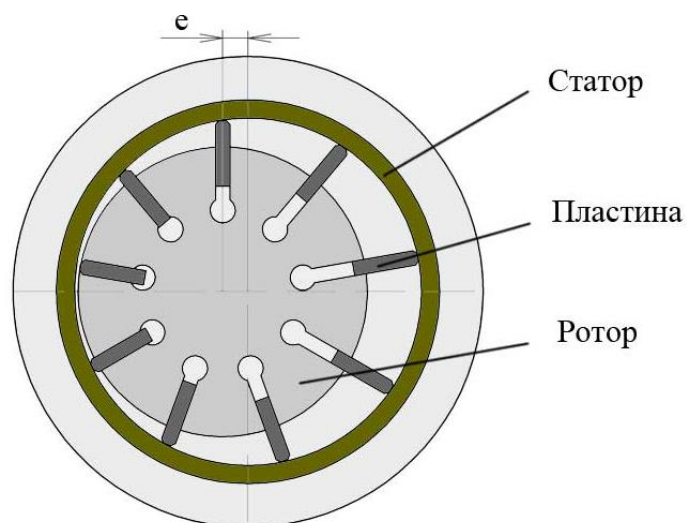


Рисунок 4.23 – Пластинчатый насос с регулируемым рабочим объемом

Чем больше эксцентриситет e , тем больше объем камер, соответственно, больший объем рабочей жидкости вытесняется за каждый оборот вала насоса. Поэтому в пластинчатых регулируемых насосах изменяется эксцентриситет между статором и ротором. Чем больше эксцентриситет тем больше подача. При нулевом эксцентриситете подача насоса равна нулю. Регулирование величины эксцентриситета в большинстве конструкций пластинчатых гидромашин осуществляется путем смещения кольца статора относительно ротора. Связано это с тем, что ротор, как правило, закреплен на валу, установленном на подшипниках в корпусе гидромашин.

При этом вал гидромашин соединен с валом приводного двигателя (для насоса) или исполнительного механизма (для гидромотора) посредством муфты. Смещение ротора при такой конструкции повлекло бы за собой смещение всей цепочки механизмов, передающих вращение. Статор в объемной гидромашине, в отличие от ротора, является неподвижным элементом в процессе выполнения рабочих циклов. Поэтому смещение статора относительно ротора с целью изменения рабочего объема не влияет на расположение остальных механизмов в приводе и поэтому является наиболее рациональным вариантом конструктивного исполнения механизма регулирования эксцентриситета.

Радиально поршневые гидромашин с регулируемым рабочим объемом

Полезный объем рабочих камер радиально-поршневых гидромашин определяется диаметром и ходом поршней, совершающих возвратно-поступательное движение в роторе и вращательное движение вместе с ротором относительно статора (рисунок 4.24).

Величина хода поршня (или плунжера) в радиально-поршневых гидромашин определяет рабочий объем, который зависит от эксцентриситета e между статором и ротором. В радиально-поршневых гидромашин регулирование рабочего объема, также как и в пластинчатых, может осуществляться путем изменения эксцентриситета.

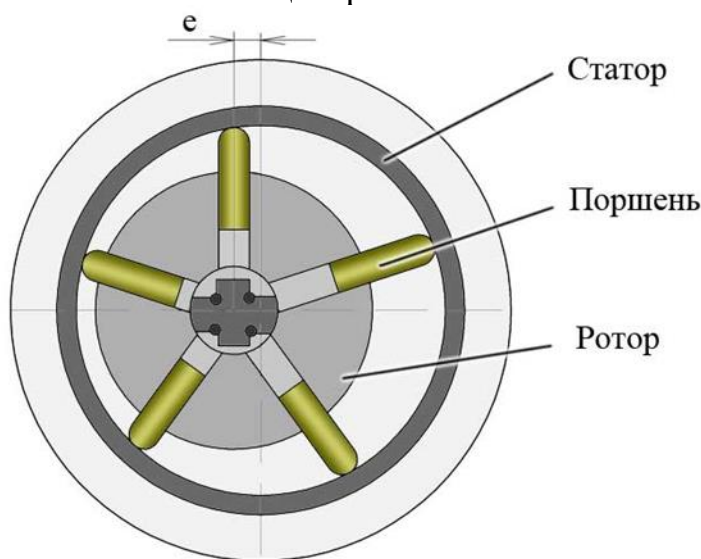


Рисунок 4.24 – Радиально-поршневая гидромашин с регулируемым рабочим объемом

Так же, как и в конструкциях пластинчатых гидромашин, при проектировании механизма регулирования эксцентриситета для радиально-поршневых объемных насосов и гидромоторов предпочтение отдают конструкциям, в которых изменяется положение кольца статора относительно ротора. Статор крепится в корпусе на упорах, которые при регулировании (путем вращения регулировочных винтов) смещают его центр относительно ротора. Положение центра вращения ротора при этом остается неизменным.

4.5 Работа объемных гидромашин в функции насосов и гидромоторов

Объемные гидромашины могут работать в режимах насоса и (или) гидромотора.

Работа в режиме насоса осуществляется при втягивании рабочей жидкости в корпус объемной гидромашины под действием сил, обусловленных наличием перепада давления жидкости на входе во всасывающий трубопровод. Перепад давления представляет собой разность давлений, действующих на объем жидкости с двух противоположных сторон. Например, при втягивании жидкости посредством поршня во всасывающем трубопроводе и в объеме рабочей камеры поршневого насоса создается режим разрежения – давление падает ниже уровня атмосферного давления. На входе всасывающего трубопровода величина давления рабочей жидкости будет равна атмосферному давлению при условии нахождения объема жидкости в баке или резервуаре под атмосферным давлением. Так как величина атмосферного давления больше, чем давление разрежения, жидкость, находящаяся во всасывающем трубопроводе, под действием разности давлений начнет перетекать из бака или резервуара в полость поршневого насоса через всасывающий трубопровод. Рабочая камера насоса наполняется жидкостью, затем доступ жидкости в рабочую камеру закрывается и объем жидкости, присутствующий в рабочей камере корпуса насоса, перемещается его вытеснителями (поршнями, лопастями, шестернями) в нагнетающий трубопровод. Величина давления жидкости в нагнетающем трубопроводе будет зависеть от величины сопротивления вытесняемой жидкости на выходе из трубопровода. Сопротивление вытесняемой жидкости в выходном участке нагнетающего трубопровода возможно создать с помощью гидродросселя, уменьшающего площадь проходного сечения трубопровода. Возможно также подключить выходной трубопровод насоса к гидродвигателю (например, гидроцилиндру) и с его помощью создавать сопротивление на выходном звене (штоке гидроцилиндра). Тем самым увеличивать нагрузку и, соответственно - давление в нагнетающем трубопроводе.

При работе объемной гидромашины в режиме гидромотора рабочая жидкость подается в гидромашину от насоса под давлением (величина которого зависит от нагрузки на выходном звене объемной гидромашины, работающей в режиме гидромотора). Жидкость воздействует на рабочие поверхности вытеснителей, находящихся в корпусе гидромотора и совершает полезную работу, вращая ротор гидромотора. Жидкость, проходящая в полости рабочих

камер гидромотора, сливается через сливной трубопровод, подключенный к гидромотору, в гидробак.

Если конструкция объемной гидромашины позволяет работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора, тогда такие гидромашины называют обратимыми.

4.6 Поворотные гидродвигатели

Поворотный гидродвигатель является объемным гидродвигателем, преобразующим энергию потока масла, подаваемого под давлением, во вращательное движение ведомого звена (вала) на фиксированный угол.

Данный тип гидродвигателей используется для привода различных подвижных механизмов в мобильных строительных и дорожных машинах (поворотных колонн экскаваторов, шаговых транспортеров, гидроманипуляторов), работа которых сводится к периодическому повороту на угол до 360° . Основные конструктивные схемы неполноповоротных гидродвигателей показаны на рисунке 4.25.

На рисунке 4.25, *а* показан поворотный гидродвигатель лопастного типа, состоящий из корпуса, ротора с лопастью и разделительного сегмента, который вместе с лопастью разделяет внутреннюю полость корпуса на две рабочие камеры. При подаче масла под давлением в левую камеру вал с лопастью вращается против часовой стрелки, а при подаче в правую возвращается в исходное положение.

Основным преимуществом поворотного гидродвигателя лопастного типа по сравнению с остальными поворотными гидродвигателями является компактность конструкции, позволяющая встраивать его в ограниченное пространство различных машин и технологического оборудования, устанавливая непосредственно на ведущем валу приводимого механизма.

Основным недостатком лопастного поворотного гидродвигателя является ограниченный угол поворота, для увеличения которого необходимо встраивать в привод повышающую передачу, что снижает передаваемый крутящий момент, а также ограничение давления масла из-за сложности уплотнения поворотной лопасти и разделительного сектора, имеющих прямоугольную форму.

На рисунке 4.25, *б, в* показана конструкция двух типов поворотных гидродвигателей со встроенной зубчато-реечной передачей. У этих гидродвигателей поворот выходного вала осуществляется за счет преобразования поступательного движения поршней во вращательное посредством зубчато-реечной передачи. Такая конструкция позволяет получить угол поворота 360° и более, в зависимости от величины хода гидроцилиндра, при использовании традиционных уплотнений поршня и штока, что позволяет использовать высокое давление масла.

На рисунке 4.25, *б* показана конструкция поворотного гидродвигателя, содержащая два поршня, соединенных общим штоком, выполненным за одно с зубчатой рейкой, которая постоянно находится в зацеплении с зубчатым колесом.

На рисунке 4.25, в показана конструкция гидродвигателя, содержащая две штоко-поршневые группы, обе зубчатые рейки которых постоянно находится в зацеплении с зубчатым колесом, что позволяет создать на выходном валу гидродвигателя увеличенный крутящий момент. По причине значительных габаритов такая конструкция гидродвигателей имеет определенные ограничения при компоновке в составе привода конкретного механизма.

При использовании поворотных гидродвигателей, схемы которых представлены на рисунках 4.25, а – в, в качестве шагового привода, например, поворотных колонн или транспортеров, их выходной вал соединяется с ведущим валом механизма через обгонную муфту, наличие которой позволяет осуществлять вращение только при одном направлении.

На рисунке 4.25, г показан поворотный гидродвигатель, выполненный на основе гидроцилиндра со встроенной винтовой парой. Он состоит из расположенного в корпусе приводного гидроцилиндра, на штоке которого выполнена ходовая резьба, находящаяся в постоянном контакте с ответной гайкой, закрепленной посредством шлицевого соединения в отверстии выходного вала гидродвигателя, установленного в его корпусе на радиально-упорных подшипниках. Этот тип поворотного гидродвигателя при малых габаритных размерах позволяет развивать большой крутящий момент при малой скорости вращения выходного вала. Основными недостатками такого гидродвигателя является низкий КПД, вызванный наличием винтовой пары и сложность его конструкции.

Поворотные гидродвигатели в настоящее время широко используются в различных конструкциях строительных и дорожных машин в качестве привода поворотных механизмов, таких как:

- в трубогибочных станках для привода поворотной балки,
- в зажимных приспособлениях гидроманипуляторов,
- в поворотных устройствах экскаваторов, погрузчиков, автокранов,
- шаговых транспортерах,
- в приводе захватных приспособлений грузоподъемных устройств.

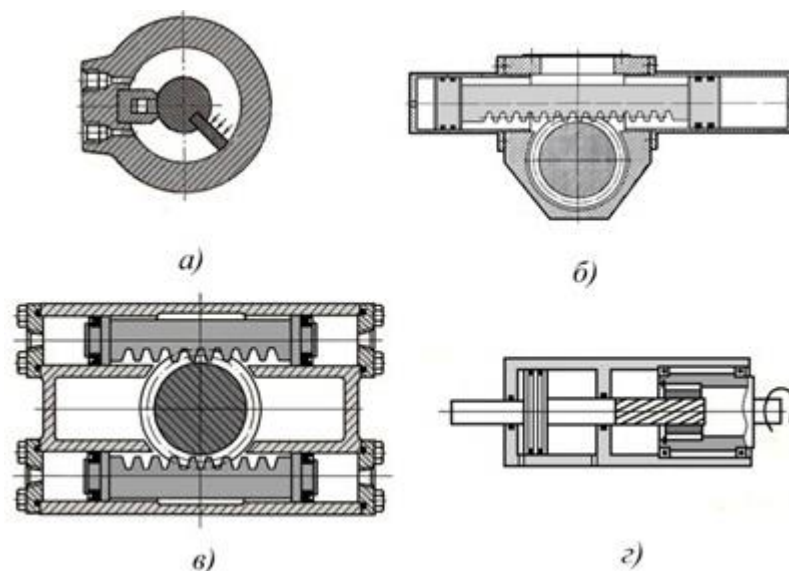


Рисунок 4.25 – Конструктивные схемы поворотных гидродвигателей

Преимущества поворотных гидродвигателей, которыми они обладают по сравнению остальными типами электромеханических и гидравлических устройств:

- минимальное количество и малая масса подвижных деталей, что существенно улучшает динамику работы привода механизма;
- возможность создания привода механизма с простой кинематикой, благодаря отсутствию передаточных механизмов;
- возможность создания больших крутящих моментов;
- возможность изменения скорости поворота выходного вала.

4.7 Гидроцилиндры

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена, которое совершает возвратно-поступательное движение.

Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их классифицируют на: одностороннего и двухстороннего действия, с одним или двумя штоками, телескопические.

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с одним штоком (рисунок 4.26).

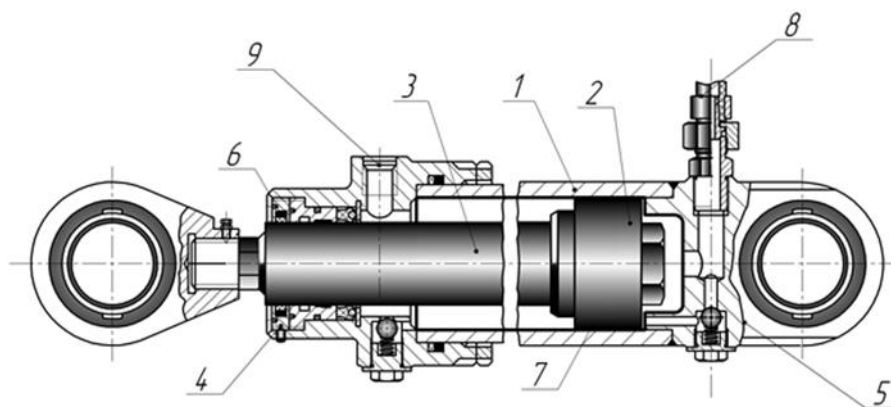


Рисунок 4.26 – Схема конструкции гидроцилиндра двухстороннего действия с одним штоком

Основой конструкции гидроцилиндра является корпус 1, внутренняя поверхность которого шлифуется под зеркало. В некоторых гидроцилиндрах корпус имеет составную конструкцию, внутри которой закладывают гильзу из стальной трубы с тонкими стенками. Составные корпуса гидроцилиндров более ремонтпригодны (в случае износа внутренней поверхности осуществляют замену одной гильзы), выдерживают более высокие давления и различные механические нагрузки по сравнению с простыми корпусами.

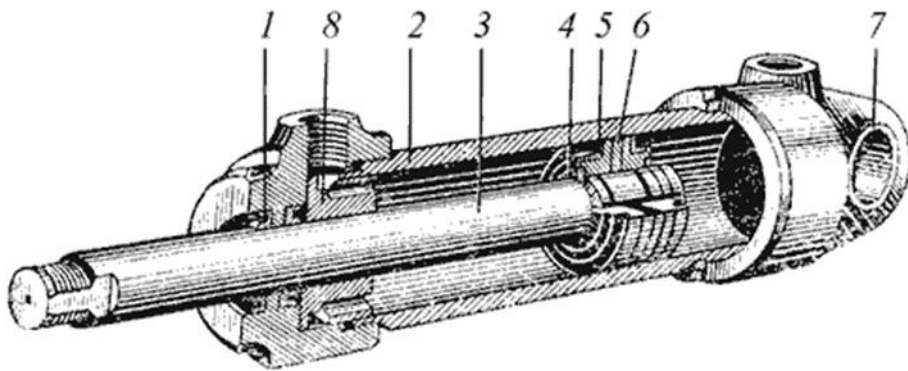
Наиболее просты в изготовлении корпуса гидроцилиндров, выполненные из стальных горячекатаных труб.

Внутри корпуса (или гильзы) перемещается поршень 2, с наружной цилиндрической поверхности которого выполнены специальные кольцевые канавки (углубления), в которых установлены уплотнения (кольцевые или манжетные – в зависимости от величины максимального рабочего давления), предотвращающие перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Поршень 2 разделяет внутреннее пространство корпуса на две полости, которые имеют названия: штоковая (со стороны штока) и нештоковая (со стороны, где штока нет). Усилие, возникающее от давления жидкости на рабочую поверхность поршня, воспринимает шток 3 с наружной полированной поверхностью и передает соединенному с ним механизму. С двух сторон гильзы установлены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости.

В крышке со стороны штока установлены: уплотнение 6, предотвращающее утечки жидкости из гидроцилиндра, и грязесъемник 4, очищающий наружную поверхность штока от пыли и частиц песка, летающих в воздухе во время движения.

Подводы жидкости в рабочие полости гидроцилиндра осуществляются через каналы 8 и 9.

На рисунке 4.27 представлен гидроцилиндр двустороннего действия с резьбой на хвостовике штока 3 для навинчивания на него проушины с целью крепления гидроцилиндра к машине.



1 - грязесъемник; 2 – корпус (гильза); 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета;
6 - поршень; 7 - проушина; 8 – грундбукса

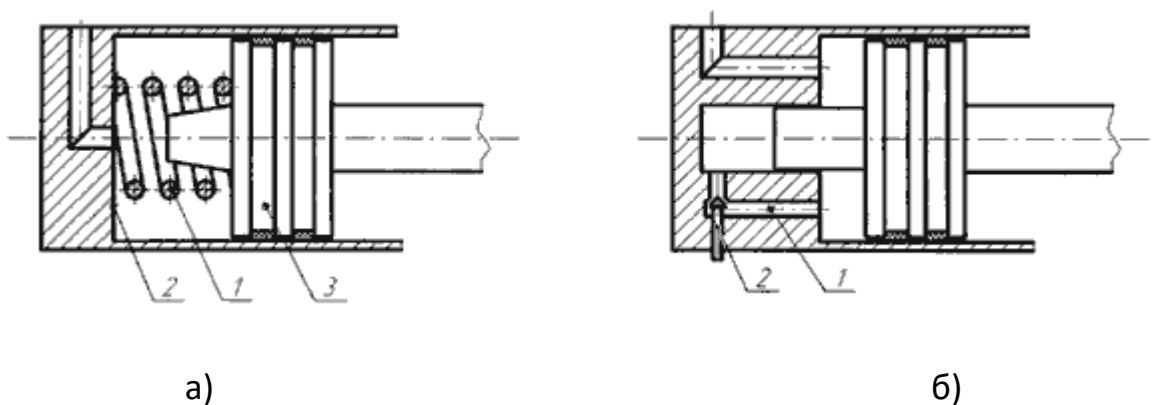
Рисунок 4.27 – Гидроцилиндр двухстороннего действия с одним штоком

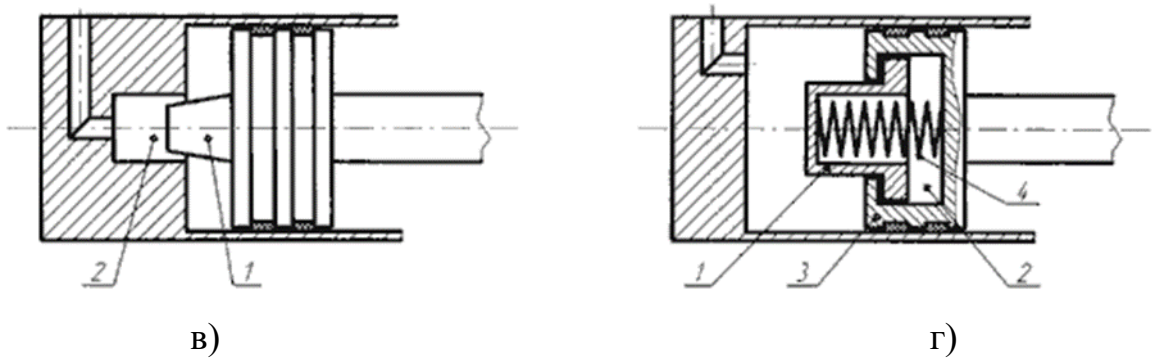
Гидроцилиндр крепится к машине с помощью двух проушин. Проушина 7 приварена к крышке со стороны нештоковой полости или выполнена, как одно целое с крышкой. Вторая проушина (которая навинчивается на резьбу штока 3) соединяется с подвижным механизмом. Внутри проушин установлены подшипники.

Ход поршня ограничивается крышками гидроцилиндра. В некоторых случаях скорость поршня в конце хода достигает 0,5 м/с, что может повредить внутренние поверхности деталей гидроцилиндра. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах строительных машин предотвращают *гидродемпферы* (устройства для гашения удара в конце хода поршня).

Принцип действия гидродемпфера основан на запирании небольшого объема жидкости в области крышки и преобразовании энергии движущихся масс (поршня с нагруженным штоком) в механическую энергию жидкости. Из запертого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения.

На рисунке 4.28 представлены конструктивные схемы демпферных устройств. Пружинный демпфер (рисунок 4.28, а) представляет собой пружину 1, закрепленную к внутренней стороне крышки 2. Поршень приближается к пружине в конце хода, нажимает на нее и плавно останавливается под действием упругих сил пружины.





а - пружинный демпфер; б - демпфер с ложным штоком;
 в - демпфер регулируемый с отверстием; г - гидравлический демпфер

Рисунок 4.28 - Демпферы гидроцилиндров

Демпфер с ложным штоком (рисунок 4.28, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и внутреннее отверстие 2 в крышке гидроцилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в отверстии крышки 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 4.28, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в отверстии крышки цилиндра жидкость вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

Гидравлический демпфер (рисунок 4.28, г) применяется в том случае, когда в конструкции гидроцилиндра невозможно выполнить отверстие с необходимыми размерами. 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 гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , ход поршня S .

На рисунке 4.29 приведена схема гидроцилиндра для определения его основных параметров.

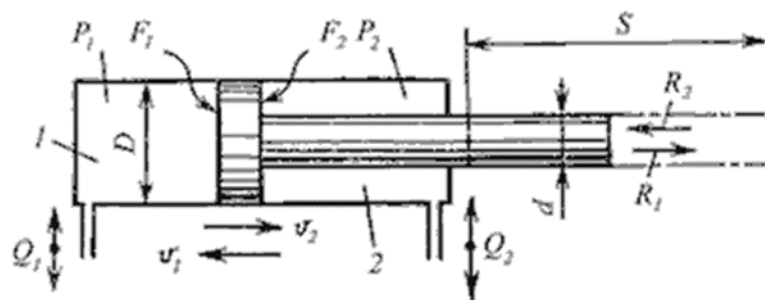


Рисунок 4.29 – Схема для определения основных параметров гидроцилиндра

Рабочие площади поршня со стороны нештоковой 1 – F_1 и штоковой 2 – F_2 полостей соответственно:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

Усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно:

$$R_1 = F_1 P_1 k_{тр} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 P_2 k_{тр},$$

где $k_{тр} = 0,9 \dots 0,98$ - коэффициент, учитывающий потери на трение.

Скорости перемещения поршня в двух направлениях при подаваемых расходах жидкости Q_1 и Q_2 соответственно:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Телескопическими называются гидроцилиндры, у которых полный ход выходного звена равен сумме ходов всех рабочих звеньев. Телескопические гидроцилиндры одностороннего действия (рисунок 4.30) применяются в строительных машинах для выдвигения рабочих органов машин на большие расстояния, а также для подъема кузова или грузовой платформы. Телескопические гидроцилиндры обеспечивают компактность конструкции рабочего оборудования в сложенном состоянии.

В зависимости от числа поршней или плунжеров телескопические гидроцилиндры могут быть двухступенчатыми, трехступенчатыми и т.д.

Конструкция телескопического гидроцилиндра состоит из корпуса и нескольких секций (плунжеров) разных диаметров, расположенных в полостях

друг друга. Количество секций в телескопическом гидроцилиндре может достигать шести.

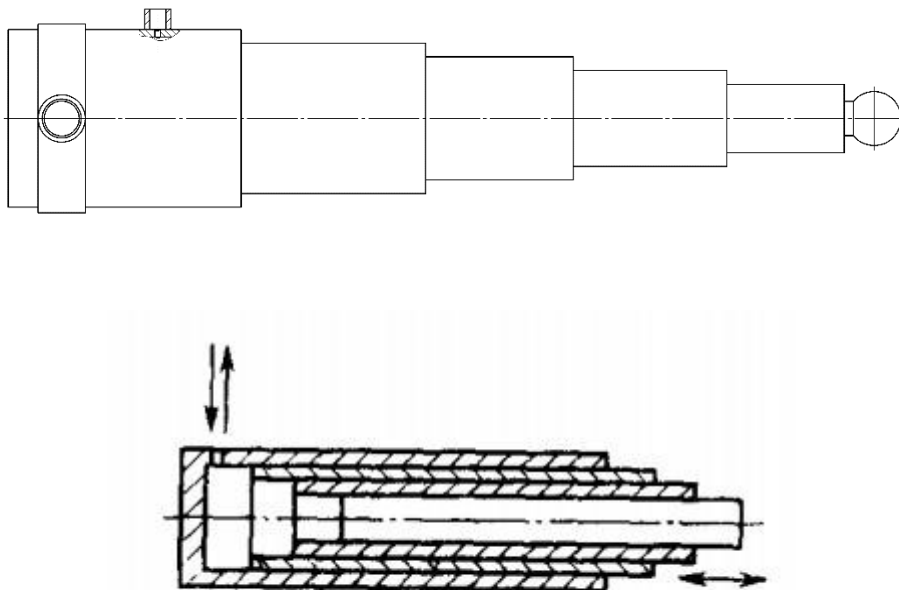


Рисунок 4.30 – Телескопический гидроцилиндр

Рабочая жидкость подводится в рабочую полость гидроцилиндра через входное отверстие, выполненное в крышке, или через поводящий канал в штоке. При подводе жидкости секции телескопического гидроцилиндра выдвигаются последовательно: в первую очередь движение начинает секция с наибольшей эффективной площадью, затем - с меньшей. Таким образом, первой выдвигается секция с наибольшим диаметром и далее – движение секций осуществляется последовательно в порядке уменьшения диаметров подвижных секций.

Скорость при выдвигении каждой последующей секции будет увеличиваться, а усилие - снижаться, в связи с уменьшением эффективной площади торцевой поверхности, на которую воздействует рабочая жидкость. По этой причине расчетным должно быть усилие, возникающее на секции с минимальной эффективной площадью. При подъеме грузовой платформы или кузова самосвала нагрузка на каждую последующую выдвигаемую секцию телескопического гидроцилиндра снижается.

Складывание телескопического гидроцилиндра (обратный ход) обычно происходит под действием веса кузова или грузовой платформы. Однако существуют конструкции телескопических гидроцилиндров двухстороннего действия.

Тема 5 ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОМАШИНЫ

5.1 Назначение, классификация, устройство и принцип работы динамических гидромашин

В динамических гидромашинах силовое взаимодействие жидкости с их рабочими органами происходит в проточной части, постоянно сообщенной с входом и выходом гидромашины. Это взаимодействие эффективно только на высоких скоростях движения жидкости и рабочих органов гидромашины.

Динамические гидромашины делятся на динамические насосы и динамические гидродвигатели.

По характеру взаимодействия жидкости с рабочим органом динамические насосы делятся на лопастные насосы и насосы трения.

Рабочим органом лопастной гидромашины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Лопастные насосы делятся на центробежные, осевые и диагональные. В *осевых* насосах основное движение жидкости происходит вдоль оси вращения, в *центробежных* — от центра к периферии. *Диагональные* насосы занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми насосами.

Насосы, внутри которых жидкая среда перемещается за счет возникающих сил вязкостного трения, называются *насосами трения*.

Наиболее распространенными из насосов трения являются: вихревые, дисковые, черпаковые и лабиринтные насосы. В конструкциях строительных и дорожных машин насосы трения не получили распространение.

В *центробежном лопастном насосе* жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рисунке 5.1 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 3. По подводу жидкость подается к рабочему колесу из подводящего трубопровода. Рабочее колесо 2 передает жидкости энергию от приводного двигателя. Рабочее колесо состоит из двух дисков *a* и *б*, между которыми расположены криволинейные лопасти *в*, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. В процессе работы насоса жидкость перемещается лопастями вращающегося рабочего колеса в направлении от центра колеса к его периферии и затем отводится от колеса к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

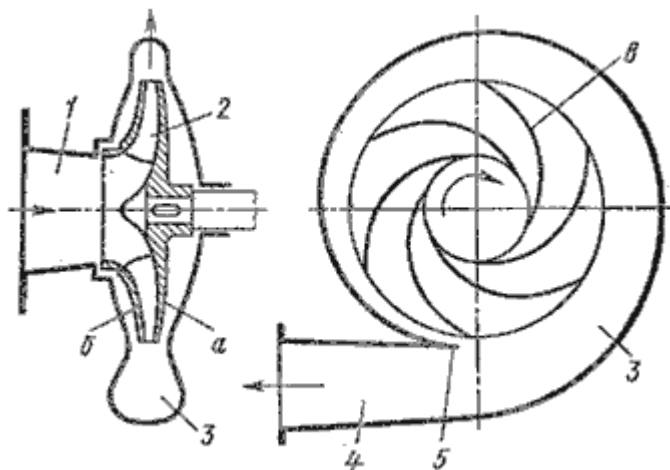


Рисунок 5.1 – Конструктивная схема центробежного лопастного насоса

В осевом лопастном насосе жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса (рисунок 5.2). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено несколько лопастей 2. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

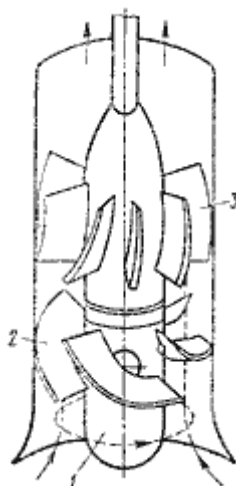


Рисунок 5.2 – Конструктивная схема осевого насоса

Осевые насосы могут быть жестколопастными, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется, и поворотнo-лопастными, в которых положение рабочего колеса может регулироваться.

Динамические гидродвигатели (как правило, лопастные) называются гидравлическими турбинами. Они используются на гидроэлектростанциях, а также в гидродинамических передачах транспортных и самоходных машин.

Динамические насосы нашли широкое распространение в гидросистемах подачи воды и других маловязких жидкостей.

Тема 6 РЕГУЛИРУЮЩИЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ ГИДРОАППАРАТЫ

6.1 Назначение и классификация гидроаппаратов

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости.

По характеру открытия рабочего проходного сечения гидроаппараты подразделяют на регулирующие и направляющие.

Регулирующие гидроаппараты управляют давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения.

По назначению регулирующие гидроаппараты разделяют на: гидроклапаны давления, гидроаппараты управления расходом, дросселирующие гидрораспределители.

Направляющие гидроаппараты управляют пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение изменяется при изменении положения *запорно-регулирующего элемента*, расположенного в корпусе гидроаппарата.

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента различают гидроаппараты: *золотниковые, крановые и клапанные*.

По способу внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроаппараты классифицируют на: *регулируемые* и *настраиваемые*.

Регулируемым называется гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены извне в процессе работы гидроаппарата с целью получения заданного значения давления и расхода рабочей жидкости.

Настраиваемые – это гидроаппараты, в которых размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены извне только в нерабочем состоянии гидроаппарата с целью получения заданного значения давления и расхода рабочей жидкости.

По принципу действия гидроаппараты классифицируют на: гидроклапаны и гидроаппараты неклапанного действия.

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости.

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 (гидродросселями)*. С точки зрения положений гидравлики дроссель представляет собой активное гидравлическое сопротивление.

По воздействию потока 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 жидкости сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, в результате открытия которого проходящий через него поток жидкости перемещает основной запорно-регулирующий элемент.

По назначению *направляющие гидроаппараты* классифицируют на: направляющий гидрораспределитель, гидроклапан выдержки времени, гидроклапан последовательности, обратный гидроклапан, гидрозамок, логический гидроклапан.

По назначению *гидроклапаны давления* классифицируют на: *напорный гидроклапан, редукционный гидроклапан, гидроклапан разности давлений, гидроклапан соотношения давлений.*

По назначению *гидроаппараты управления расходом* классифицируют на: *синхронизатор расходов, гидродроссель, регулятор расхода.*

6.2 Регулирующие гидроаппараты

В соответствии с классификацией, изложенной в п.6.1, к регулирующим гидроаппаратам относятся: гидроклапаны давления, гидроаппараты управления расходом, дросселирующие гидрораспределители.

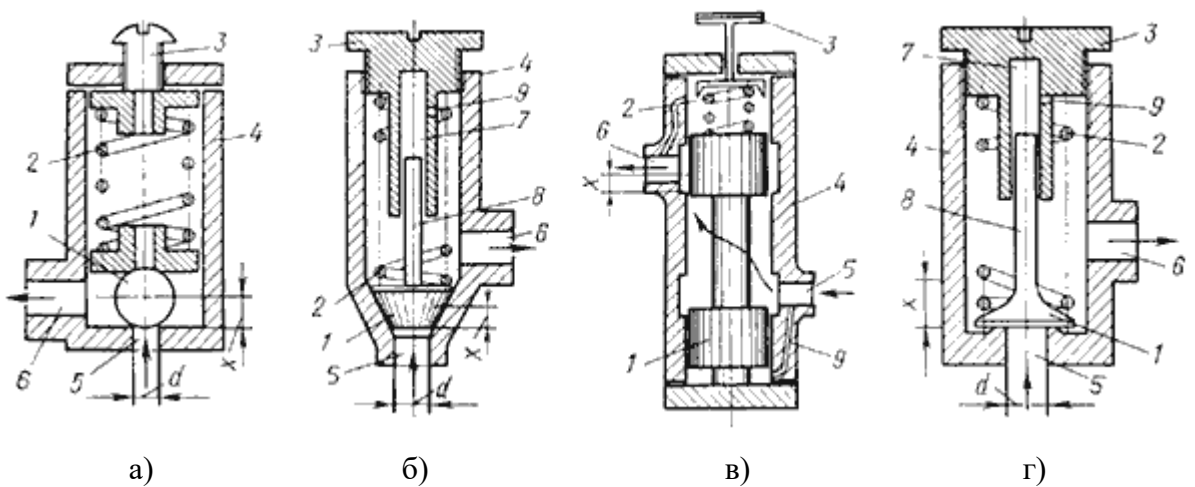
Различают гидроклапаны давления: напорный, редукционный, разности давлений, соотношения давлений.

Напорные гидроклапаны

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рисунке 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).

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 высокого давления.



а) - шариковый; б) - конусный; в) - золотниковый; г) - тарельчатый

Рисунок 6.1 - Принципиальные схемы напорных клапанов с различными запорно-регулирующими элементами

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 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 гидроклапаны или гидроклапаны непрямого действия.

Дифференциальный клапан (рисунок 6.2) состоит из плунжера 1, который имеет два пояска диаметрами D и d , на которые воздействует жидкость.

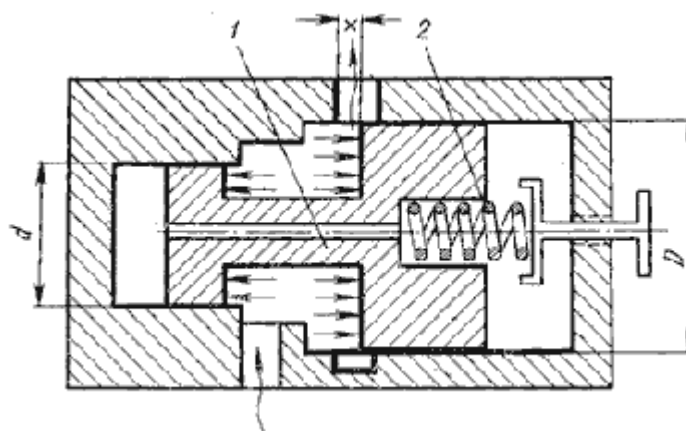


Рисунок 6.2 - Принципиальная схема дифференциального гидроклапана

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 гидроклапанов 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 достигли гидроклапаны *непрямого действия* (рисунок 6.3).

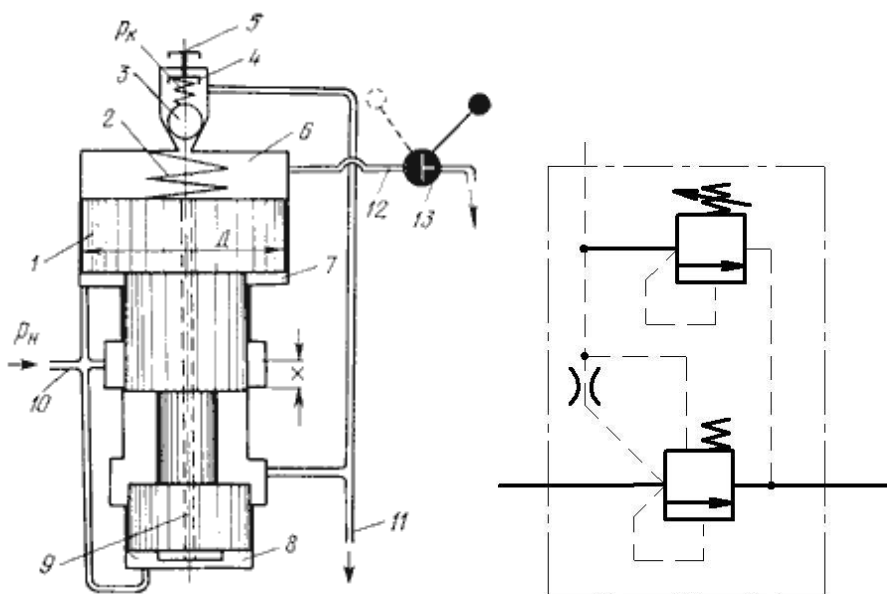


Рисунок 6.3 - Напорный гидроклапан непрямого действия

Гидроклапан непрямого действия 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. Пружина 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 рисунок 6.3). Изменение давления 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:

- плавность и бесшумность работы;
- повышенная чувствительность;

- давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

Редукционные гидроклапаны

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.

К первому типу относят редукционный клапан, который обеспечивает установленное соотношение между давлениями на входе и выходе из гидроаппарата.

Редукционный клапан (рисунок 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 .

Таким образом, давление P_2 зависит от давления на входе клапана, от начальной силы натяжения P_{np} и жесткости пружины c :

$$P_2 = \frac{P_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{np} - cx}{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}}$$

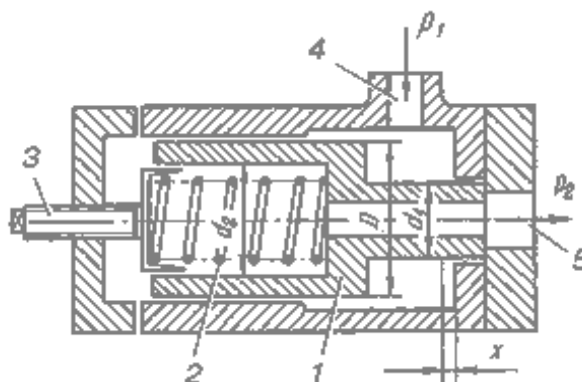


Рисунок 6.4 - Редукционный гидроклапан прямого действия

Редукционный гидроклапан второго типа поддерживает постоянное редуцированное давление на выходе независимо от колебания давления в

подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Такие редуционные гидроклапаны могут быть прямого и непрямого действия.

Рассмотрим работу редуционного гидроклапана непрямого действия (рисунок 6.5). Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы, нагруженного нерегулируемой пружиной 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 рис.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.

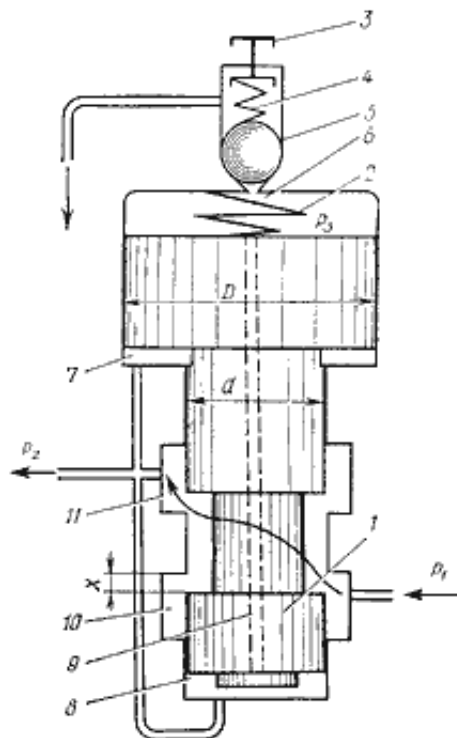


Рисунок 6.5 - Редуционный гидроклапан непрямого действия

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.

Гидроаппараты управления расходом

К гидроаппаратам управления расходом относятся: регуляторы расхода, гидродроссели и синхронизаторы расходов.

Гидродроссели и регуляторы расхода

Гидродроссель – это гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку.

В *линейных гидродросселях* 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 6.6).

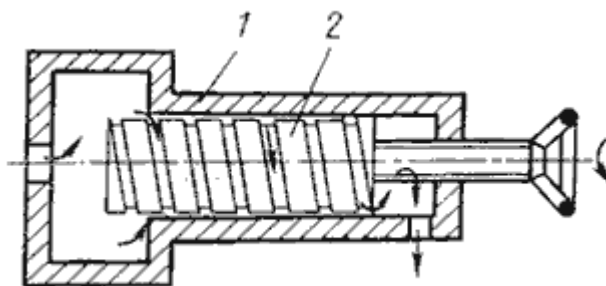


Рисунок 6.6 - Линейный гидродроссель

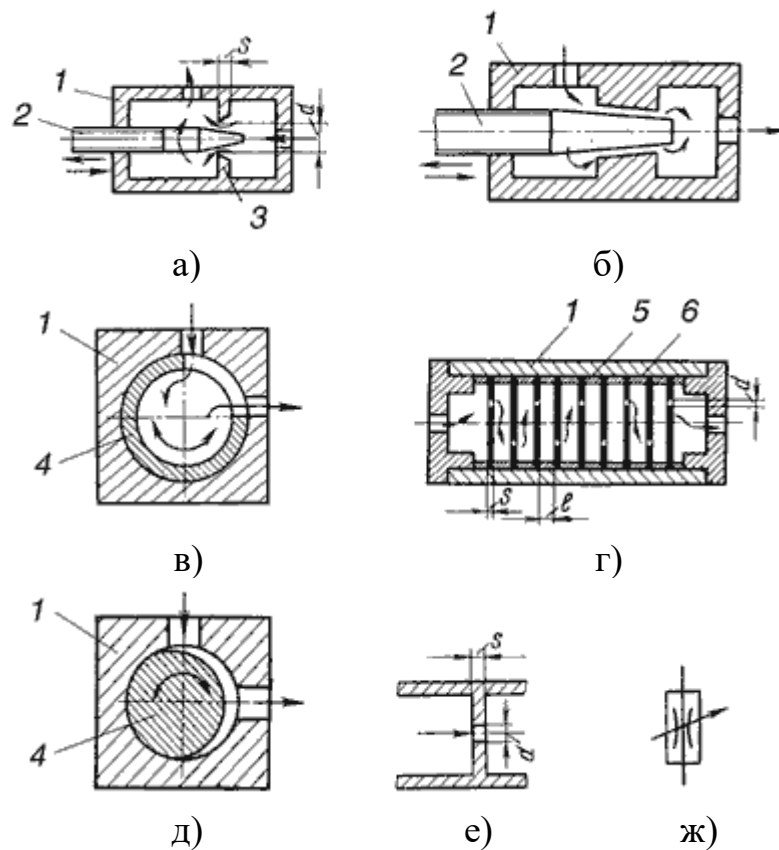
В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта 2 в корпусе 1. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давлений и исключения засоряемости канала механическими примесями, содержащимися 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 гидродроссели 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 дросселях (рисунок 6.7, а, б, в, г) и нерегулируемых нелинейных дросселях (рисунок 6.7, д, е) длина пути движения жидкости через корпуса 1 сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения с помощью запорных элементов в различных конструкциях: иглы 2, пробки 4, пластин с отверстиями 5 во втулке 6.

Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную - из условия исключения засорения рабочего окна.



а - игольчатый; б - комбинированный; в - пробковый щелевой;
 г - пробковый эксцентричный; д - пластинчатый пакетный;
 е - пластинчатый; ж - условное обозначение регулируемого дросселя

Рисунок 6.7- Конструктивные схемы нелинейных дросселей

В пластинчатых дросселях (рисунок 6.7, е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ($d_{min} > 0,5$ мм), ограничиваемого засорением во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин 5 (рисунок 6.7, г). В

таких дросселях расстояние между пластинами l должно быть не менее $(3 \dots 5) d$, а толщина пластин s не более $(0,4 \dots 0,5) d$.

Суммарное сопротивление пластинчатого дросселя регулируется подбором пластин, а перепад давления определяется по формуле

$$\Delta P = \gamma \zeta n \frac{v^2}{2g},$$

где γ - удельный вес жидкости;

ζ - 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 6.7, 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 заращивание. Соответственно уменьшается до нуля и расход жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается.

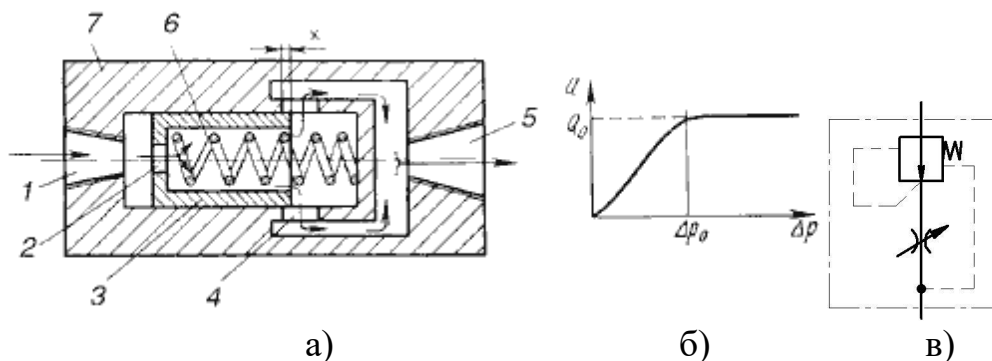
Поэтому, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т.д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слоя адсорбированных молекул и не происходит заращивание щели.

Недостатком дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давлений у дросселя.

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давлений в дросселе ΔP во время его работы поддерживается примерно постоянным.

Регулятором расхода называется гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного значения расхода вне зависимости от значения перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

Принципиальная схема регулятора расхода приведена на рисунке 6.8, а.



а - конструктивная схема;

б - график изменения расхода от перепада давления $Q=f(\Delta P)$;

в - условное обозначение регулятора расхода

Рисунок 6.8 - Регулятор расхода

Регулятор расхода состоит из подвижного поршня 3 и нерегулируемой пружины 6, помещенных внутри корпуса 7. В поршне имеется калибровочное отверстие 2 (нерегулируемый дроссель), а 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 регулятора 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.

При значении перепада давления $\Delta P < \Delta P_0$ расход жидкости через регулятор расхода будет зависеть от ΔP . При $\Delta P > \Delta P_0$ расход жидкости станет предельным и равным Q_0 (см. рисунок 6.8, б).

Регулятор расхода с редукционным гидроклапаном, который состоит из последовательно включенных гидродросселя 1 и редукционного гидроклапана 2 представлены на рисунке 6.9.

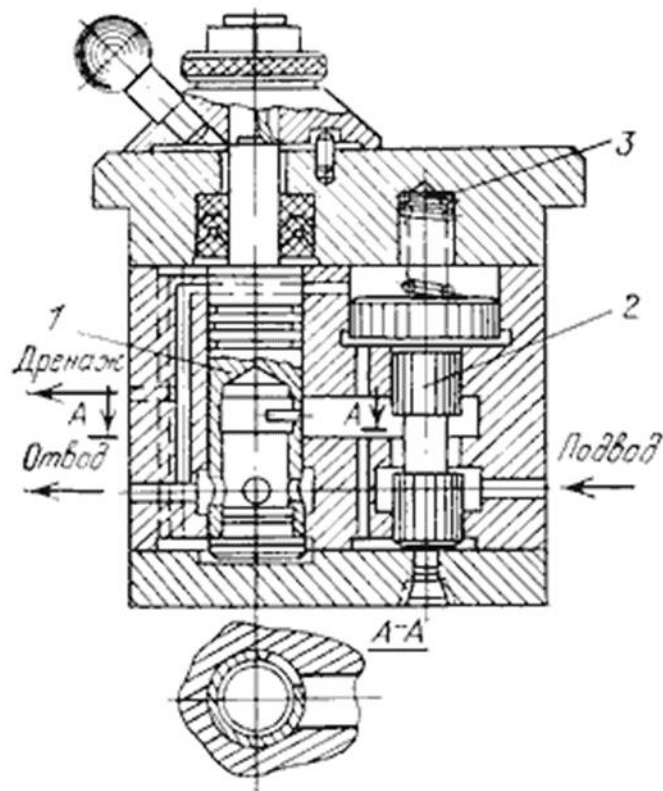


Рисунок 6.9 - Конструктивная схема регулятора расхода с редукционным гидроклапаном

Расход жидкости через регулятор устанавливается гидродросселем 1, а постоянство перепада давления на гидродросселе - редукционным гидроклапаном 2.

На рисунке 6.10 представлена схема работы регулятора расхода с редукционным гидроклапаном.

Если расход Q через постоянный дроссель 1 (рисунок 6.10, а) соответствует условию настройки клапана 2, последний находится в крайнем нижнем положении под воздействием прижимающего усилия пружины 3.

При увеличении расхода Q через постоянный дроссель 1 увеличивается перепад давлений между входом и выходом из гидроаппарата $\Delta P = P_1 - P_2$, который вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана 2, преодолевая усилие пружины 3 (рисунок 6.10, б). В результате проходное

сечение в области запорного элемента 2 клапана уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен до величины необходимого значения.

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки.

При работе гидропривода вследствие изменения коэффициента расхода μ , вызванного колебаниями температуры рабочей жидкости, расход через регулятор все же изменяется. Для серийных конструкций регуляторов изменение расхода рабочей жидкости составляет 10...12%.

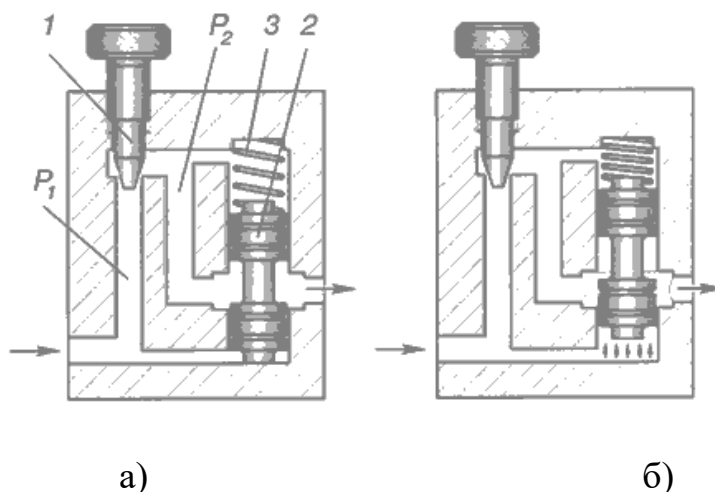


Рисунок 6.10 – Схема работы регулятора расхода с редукционным гидроклапаном

Синхронизаторы расхода

Синхронизатором расходов называется гидроаппарат управления расходом, предназначенный для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных потоках.

Синхронизатор расходов, предназначенный для разделения одного потока рабочей жидкости на два или более потоков называется *делителем потока*.

Синхронизаторы расходов, предназначенные для соединения двух и более потоков рабочей жидкости в один поток называются *сумматорами потоков*.

Синхронизаторы расходов по конструкции разделяют на дросселирующие и объемные.

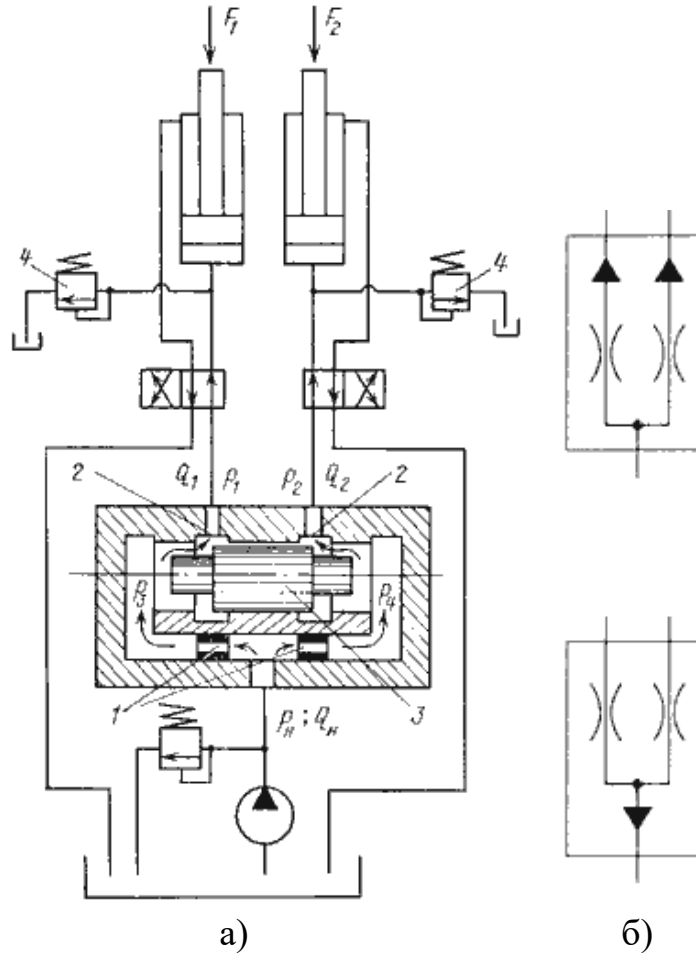
В *дросселирующем синхронизаторе расходов* синхронизация расходов происходит вследствие дросселирования потоков рабочей жидкости.

В *объемном синхронизаторе расходов* синхронизация расходов происходит вследствие дозирования потоков рабочей жидкости.

На рисунке 6.9 представлен дросселирующий синхронизатор расходов, работающий в режиме делителя потока, в составе гидросистемы.

Делители потока применяют в гидроприводах машин, в которых требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев параллельно работающих гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку.

Делитель потока (рисунок 6.11, а) состоит из двух нерегулируемых гидродросселей 1 и двух управляемых гидродросселей 2, проходные сечения которых могут автоматически изменяться благодаря перемещению плунжера 3.



а) делитель потока в составе гидросистемы; б) условное изображение делителя и сумматора потоков;

Рисунок 6.11 - Делитель и сумматор потоков

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 (рис.6.11, б). В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

6.3 Направляющие гидроаппараты: направляющие гидрораспределители, обратные гидроклапаны, гидрозамки

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу некоторых механизмов, переводить насос в режим холостого хода и т.д.

Для выполнения вышеперечисленных действий применяются специальные гидроаппараты - *направляющие*.

Направляющий гидроаппарат предназначен для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путём полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения.

Направляющими гидроаппаратами являются – направляющие гидрораспределители, обратные гидроклапаны и гидрозамки.

Направляющий гидрораспределитель предназначен для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

При изготовлении корпусов и запорных элементов гидрораспределителей в качестве конструкционных материалов применяют: модифицированный чугун, высоко- и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов гидрораспределителей от абразивного износа, поверхности скольжения цементируют, азотируют и т.п.

Размеры и масса гидрораспределителей зависят от их пропускной способности, т.е. от максимального значения расхода жидкости, проходящего через них. С увеличением пропускной способности, размеры и масса гидрораспределителей возрастают.

По способу подключения к элементам гидросистемы гидрораспределители классифицируют на: *резьбового, фланцевого и стыкового* исполнения. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

По конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются на:

Золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

Крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости

достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

Клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, коническими и т.д.) различной конструкции.

По числу фиксированных положений запорного элемента относительно корпуса гидрораспределители подразделяются на: двухпозиционные, трехпозиционные, четырехпозиционные и т.д..

Различают следующие *типы управления* гидрораспределителей: мускульное (рычаг или кнопка для переключения рукой; педаль, переключаемая ногой), электромагнитное, гидравлическое, пневматическое, комбинированное (электрогидравлическое, гидропневматическое и т.д.)

Крановые гидрораспределители используются иногда в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

Условные обозначения гидрораспределителей не зависят от конструкции их запорных элементов, т.е. одинаковы для всех типов. Базовым условным обозначением гидрораспределителя является квадрат (предпочтительно) или прямоугольник, который символизирует одну фиксированную позицию запорного элемента гидроаппарата относительно корпуса. Квадраты (или прямоугольники), символизирующие позиции, в условном обозначении примыкают друг к другу в направлении последовательности переключения запорного элемента относительно корпуса (рисунок 6.12). Внутри каждого квадрата (прямоугольника), символизирующего позицию, с помощью стрелок указываются направления потоков рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат. Начало и конец каждой стрелки совпадают с точками подключения гидролиний (трубопроводов) к гидроаппарату. Подводы (подключаемые к гидроаппарату гидролинии) изображаются отрезками линий, выходящими за пределы квадрата (или прямоугольника), символизирующего позицию, в которой гидрораспределитель находится в момент включения гидропривода. Если в момент включения гидропривода рабочая жидкость не проходит через гидрораспределитель, такая позиция называется нейтральной. На рисунке 6.12 нейтральной является 1-я позиция. Все квадраты (или прямоугольники), символизирующие позиции, должны быть одинаковые по размеру на схеме одного гидроаппарата. Точки подключения гидролиний во всех позициях должны находиться на одинаковом расстоянии друг от друга. Подводы гидролиний изображаются только в одной позиции – нейтральной или той, в которой гидрораспределитель находится в момент включения гидропривода.

Если через гидролинию в какой-либо позиции жидкость не проходит, такой фрагмент условного обозначения называют «закрытый ход». На рисунке 6.12 в нейтральной позиции (1-ая позиция) – все четыре гидролинии имеют закрытый ход внутри гидроаппарата. Т.е. в этой позиции жидкость не проходит через гидроаппарат ни в одном из направлений. Остальные позиции

гидрораспределителя называются рабочими. Для определения направления движения потоков жидкости в рабочих позициях, необходимо мысленно переместить квадрат 2-ой или 3-ей позиции на место нейтральной и совместить подводы гидрولين с точками, в которых стрелки соприкасаются со сторонами квадратов (прямоугольников), символизирующих позиции. Именно поэтому расстояния между точками подключения в условных обозначениях гидрораспределителей должны быть во всех позициях одинаковыми – для удобства чтения, при мысленном перемещении квадратов рабочих позиций в место нейтральной.

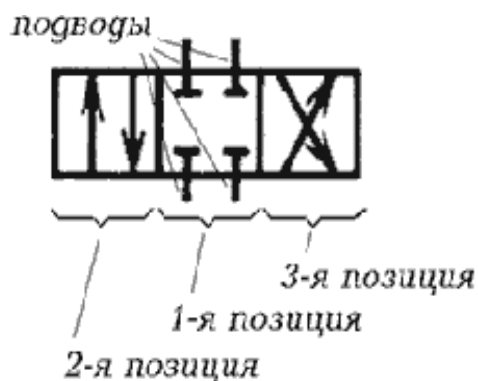


Рисунок 6.12 – Условное изображение направляющего гидрораспределителя

Линейность – это характеристика гидрораспределителя, определяющая количество подключаемых гидрولين (подводов) к гидроаппарату. Таким образом, гидрораспределители могут быть двухлинейные; трехлинейные, четырех- и многолинейные. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей цифра в числителе обозначает линейность, а в знаменателе - позиционность гидроаппарата. Например, из обозначения гидрораспределителя "4/2" можно определить, что он является четырехлинейным, т.е. имеет 4 подвода; и двухпозиционный - т.е. его запорно-регулирующий элемент может занимать две фиксированные позиции относительно корпуса.

На рисунке 6.13 приведены условные обозначения гидрораспределителей, соответствующие их характеристикам линейности и позиционности.

Если гидрораспределитель изображен отдельно (не в составе общей схемы гидропривода), в таком случае, гидрелинии его подключения отмечают латинскими заглавными буквами – *P*, *T*, *A*, *B*. Гидрелиния, соединенная с насосом, обозначается буквой «*P*» (от английского слова *pump* - «насос»). Гидрелиния, соединенная со сливом, обозначается буквой «*T*» (от английского слова *tank* – «слив» или «бак»). Гидрелинии, осуществляющие подвод жидкости к гидродвигателю, обозначаются буквами «*A*» и «*B*».

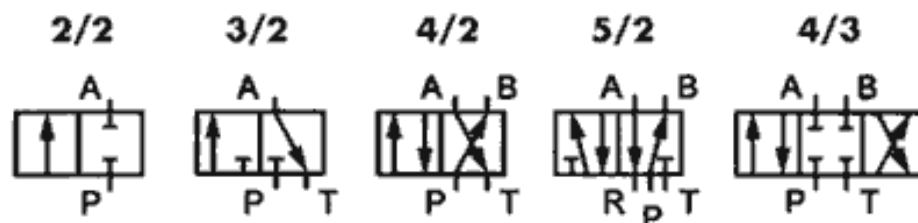


Рисунок 6.13 - Примеры условных обозначений гидрораспределителей

Таким образом, на рисунке 6.13 изображены гидрораспределители (в последовательности слева направо): двухлинейный двухпозиционный (2/2), трехлинейный двухпозиционный (3/2), четырехлинейный двухпозиционный (4/2), пятилинейный двухпозиционный (5/2), четырехлинейный трехпозиционный (4/3).

Гидрораспределители золотниковые

Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник 1, который в зависимости от числа гидрочиний (каналов или подводов) 3 в корпусе 2 может иметь один, два и более рабочих поясков (рисунок 6.14).

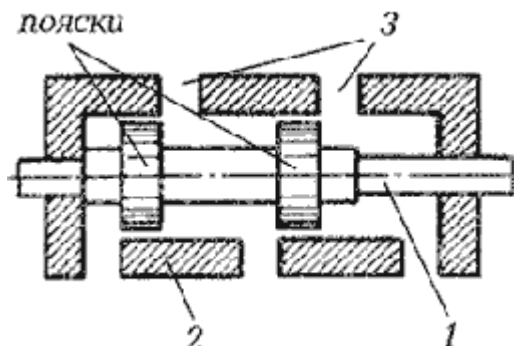


Рисунок 6.14 – Конструктивная схема гидрораспределителя золотникового

На рисунке 6.15 представлена схема работы золотникового гидрораспределителя в трех позициях.

В первой (нейтральной) позиции (рисунок 6.15, а) все четыре гидрочинии *A*, *B*, *P* и *T*, подходящие к распределителю, перекрыты, т.е. обозначены через «закрытый ход». При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую (рабочую) позицию (рисунок 6.15, б), в которой попарно соединены линии *P* и *A*, *B* и *T* – т.е. от насоса (из линии *P*) рабочая жидкость поступает в полость гидродвигателя через гидрочинию *A*, и одновременно из противоположной полости гидродвигателя через гидрочинию *B* жидкость сливается в гидробак (через линию *T*).

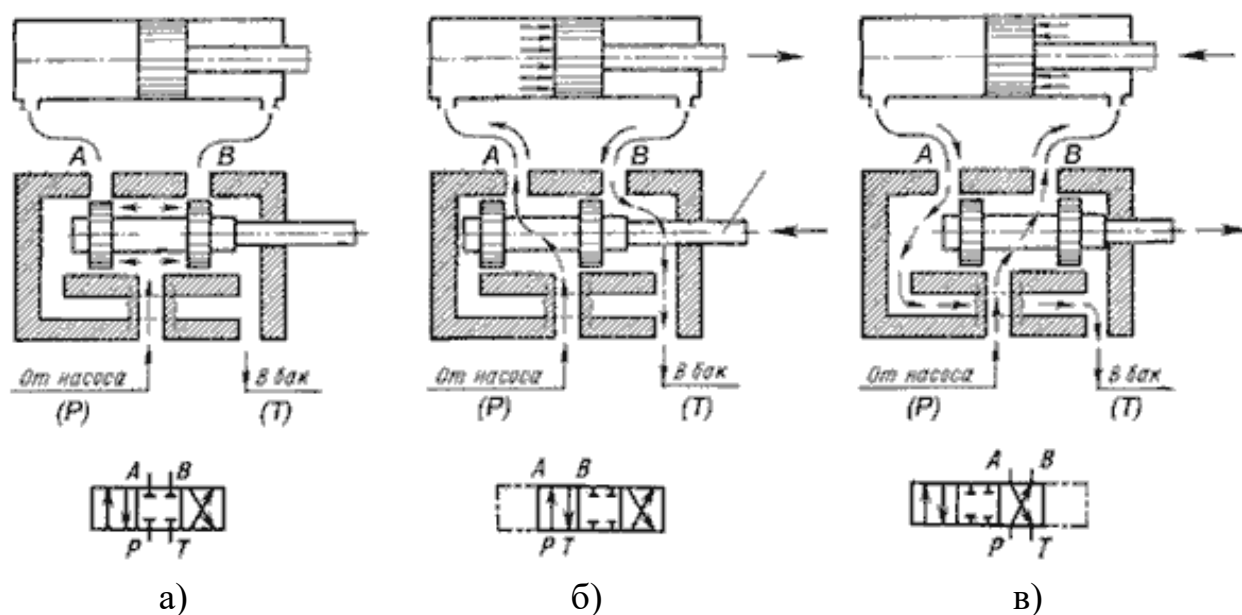


Рисунок 6.15 - Схема работы трехпозиционного золотникового гидрораспределителя

При смещении золотника вправо - в третьей (рабочей) позиции (рисунок 6.15, в) соединяются между собой попарно гидролинии P и B , A и T , обеспечивается реверсивное движение выходного звена гидродвигателя, жидкость движется в обратном направлении – от насоса P в полость гидродвигателя через канал A , из противоположной полости гидродвигателя B на слив T в гидробак. Такой гидрораспределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных механизмов.

Управление положением золотника распределителя может быть нескольких типов.

Устройство гидрораспределителя (4/3) с механическим (мышечным) типом управления от рычага и его условное обозначение представлено на рисунке 6.16.

Переключение позиций гидрораспределителя осуществляется рычагом 1, который при помощи серьги 2 шарнирно присоединяется к хвостовику золотника 10. С корпусом 6 рычаг шарнирно соединен с ушком 11. Для фиксации каждого положения золотника служит шариковый фиксатор 9, помещенный в задней крышке 8. Утечки жидкости по золотнику со стороны передней крышки 3 исключаются благодаря установленному манжетному уплотнению. Рабочая жидкость подводится к отверстию 5, а отводится через отверстие 4. Канал 7 - дренажный, служит для отвода утечек в гидробак.

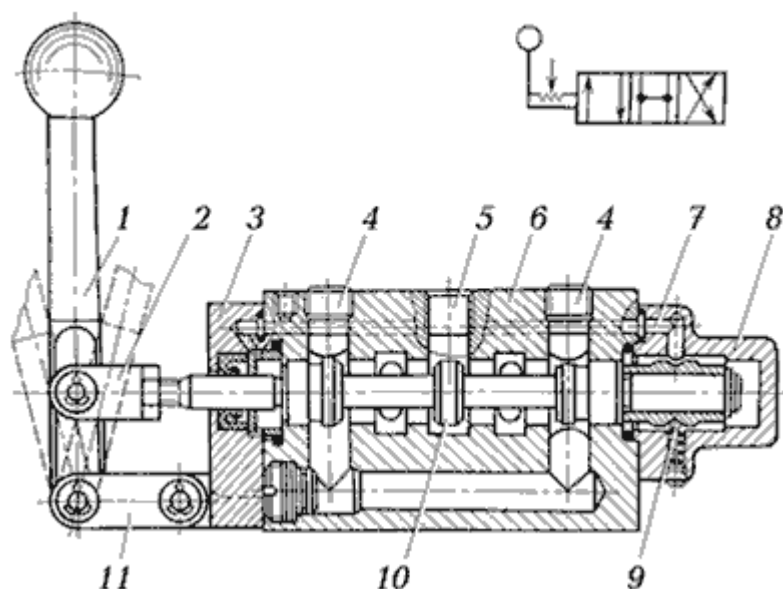


Рисунок 6.16 - Гидрораспределитель с механическим управлением от рычага

На рисунке 6.17 изображен гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением и его условное обозначение.

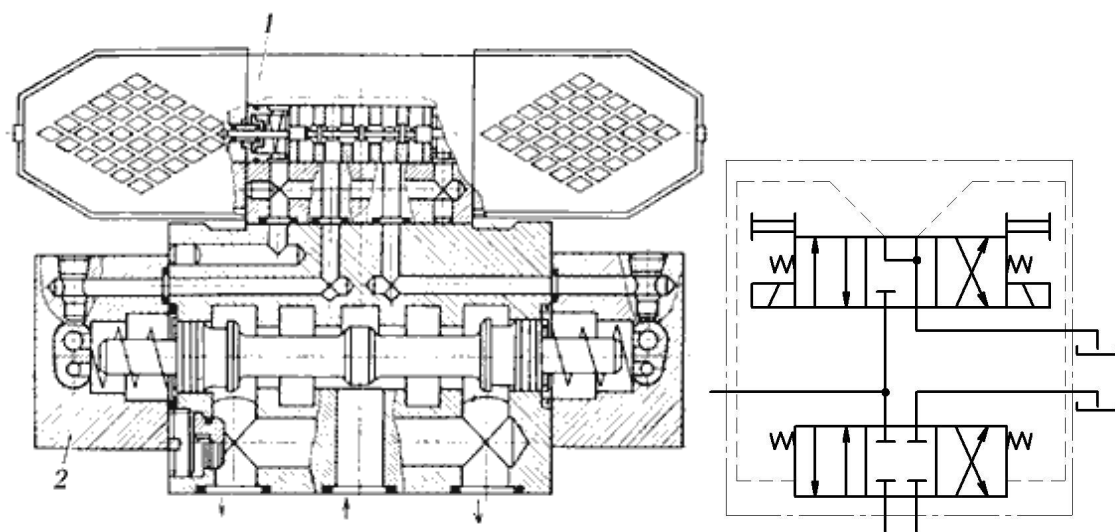


Рисунок 6.17 – Двухкаскадный гидрораспределитель стыкового исполнения с электрогидравлическим управлением

Он состоит из основного (исполнительного) гидрораспределителя 2 с гидравлическим управлением и управляющего сервораспределителя 1 с электромагнитным управлением. Основной гидрораспределитель управляет потоком рабочей жидкости, подводимой к исполнительному гидродвигателю, а сервораспределитель изменяет направление потока управления, с помощью которого исполнительный золотник 2 меняет позиции. Такие гидрораспределители называют двухкаскадными или двухступенчатыми и

применяют в гидроприводах с дистанционным и автоматическим управлением при больших расходах и высоком давлении в гидросистеме.

В зависимости от конструкции корпуса различают гидрораспределители моноблочные или секционные.

В *моноблочном* гидрораспределителе в одном корпусе располагаются несколько золотников (рисунок 6.18). Такой гидрораспределитель имеет трубное исполнение. Т.е. входные отверстия в корпусе гидроаппарата имеют внутреннюю резьбу для подключения к ним соединительных элементов трубопроводов, снабженных соответствующей наружной резьбой.

Секции распределителя *секционного* могут крепиться на одну общую плиту, внутри которой выполнены каналы в соответствии со схемой соединения гидроаппаратов, или соединяются между собой шпильками. При этом тип соединения используется стыковой – т.е. отверстия для подключения гидролиний к гидроаппарату выведены на одну общую плоскость, специально отшлифованную для соединения встык с поверхностью другого гидроаппарата или плиты. Вместо резьбы отверстия для стыкового подключения оформлены цековкой, в которую вкладывается резиновое уплотнение (см. рисунок 6.17).

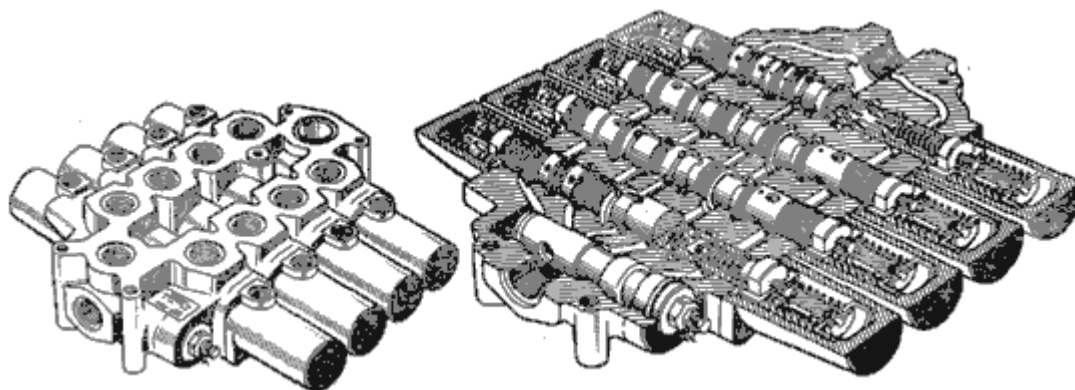


Рисунок 6.18 - Общий вид и продольный разрез моноблочного четырехзолотникового гидрораспределителя трубного исполнения

При рассмотрении конструкции золотниковых гидрораспределителей применяют важную характеристику - *перекрытие окон*.

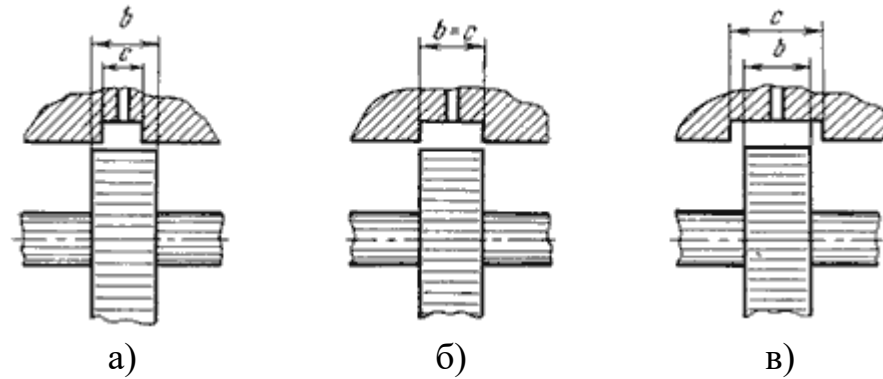
Перекрытием Π называется половина разности между шириной рабочего пояска золотника b и шириной окна в корпусе c гидрораспределителя.

$$\Pi = \frac{b - c}{2}.$$

Различают три типа перекрытия золотниковых гидрораспределителей: положительное, нулевое и отрицательное.

В конструкциях гидрораспределителей с *положительным перекрытием* окон (рисунок 6.19, а) золотники имеют ширину поясков b больше, чем ширина окна c в корпусе, т.е. $\Pi > 0$. При нейтральном положении золотника такого

гидрораспределителя напорная гидролиния отделена от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Золотники с положительным перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Недостатком их является наличие зоны нечувствительности, определяемой величиной перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, а исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.



а) положительное; б) нулевое; в) отрицательное;

Рисунок 6.19 – Типы перекрытия окон в корпусах золотниковых гидрораспределителей

При большой зоне нечувствительности гидрораспределителей гидропривод работает с большим запаздыванием по отношению к сигналам управления, что существенно снижает производительность машины в целом. Положительное перекрытие в гидрораспределителях рекомендуется применять в подъемно-транспортной технике, которая осуществляет перемещение больших по массе грузов с небольшими скоростями, регламентируемыми действующими нормативными документами в области механизации строительства.

Золотники с нулевым перекрытием (рисунок 5.8, б) имеют ширину пояска b равную ширине рабочего окна c , а величина перекрытия $\Pi = 0$. Гидрораспределители с нулевым перекрытием окон не имеют зоны нечувствительности и наилучшим образом удовлетворяют требованиям автоматических следящих гидросистем. Однако изготовление таких гидрораспределителей связано со значительными технологическими трудностями. Кроме того, рабочая жидкость, движущаяся в зоне острых кромок пояска золотника, непрерывно обтачивает выступающие поверхности деталей, увеличивая зазоры между сопрягаемыми деталями конструкции. Даже закаленные поверхности детали подвергаются изменениям по форме с течением времени работы гидропривода. В связи с чем, золотники достаточно скоро меняют параметр перекрытия с нулевого на отрицательное, что влечет за собой изменение схемы работы гидрораспределителя и всего гидропривода в целом. Таким образом, главные недостатки гидрораспределителей с нулевым перекрытием – короткий срок службы и низкая надежность.

Для гидрораспределителей с отрицательным перекрытием окон (рисунок 6.19, в) характерно неравенство параметров: $b < c$ и отрицательное значение величины перекрытия Π . При нейтральном положении золотника относительно окна корпуса их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя. При этом жидкость через зазоры, образованные между поверхностью пояска и окном в корпусе, непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с отрицательным перекрытием окон зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за непрерывного дросселирования рабочей жидкости общий коэффициент полезного действия гидросистемы значительно ниже, чем в предыдущих двух случаях. Кроме этого, гидрораспределитель с отрицательным перекрытием будет иметь меньшую устойчивость в работе, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры будет происходить самопроизвольное смещение исполнительного механизма при изменении переменной величины преодолеваемой нагрузки. Гидрораспределители с отрицательным перекрытием окон применяются в гидроусилителях рулевого управления для исключения гидроударов в системе при внезапном наезде управляемых колес машины на препятствие.

Крановые гидрораспределители

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом кранового запорно-регулирующего элемента, имеющего плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму.

На рисунке 6.20 представлена схема работы кранового распределителя в системе управления силовым гидроцилиндром. В запорно-регулирующем элементе кранового гидрораспределителя - кране выполнено два скрещивающихся (перпендикулярных, но не пересекающихся) отверстия. Кран, поворачиваясь на некоторый угол относительно своей оси, может занимать несколько фиксированных положений (позиций запорно-регулирующего элемента относительно корпуса): *нейтральная* позиция (рисунок 6.20, а) – жидкость от насоса не проходит ни в одно окно корпуса, так как все окна закрыты пробкой; *подъем* рабочего оборудования, шток гидроцилиндра выдвигается вверх (рисунок 6.20, б) благодаря жидкости, поступающей от насоса через канал в кране, ведущий к окну в корпусе гидрораспределителя, соединенного с нештоковой полостью гидроцилиндра (одновременно из штоковой полости гидроцилиндра жидкость сливается в бак через второй канал в кране; *опускание* рабочего оборудования при втягивании штока гидроцилиндра вниз (рисунок 6.20, в) благодаря жидкости, поступающей от насоса в окно корпуса гидрораспределителя, соединенное трубопроводом со штоковой полостью гидроцилиндра. При этом из нештоковой полости гидроцилиндра жидкость вытесняется через канал в кране, ведущий к окну в корпусе гидрораспределителя, связанному со сливом в бак.

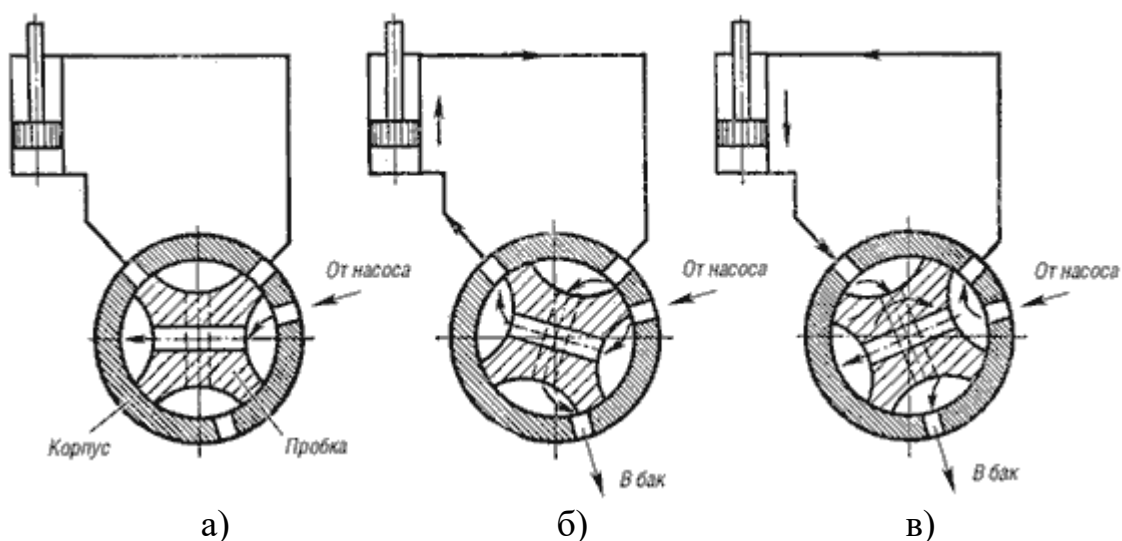


Рисунок 6.20 - Схема работы кранового гидрораспределителя

Конструкция двухпозиционного кранового гидрораспределителя с цилиндрическим краном представлена на рисунке 6.21. Гидрораспределитель состоит из корпуса 3, фланца 5, крышки 1, крана 2, уплотнения 4, ступицы 7, рукоятки 8 и шарикового фиксатора 6. В положении крана, изображенном на рисунке, жидкость через отверстие 17 поступает в камеру 16; из нее через канал 18 в кране (показан пунктиром) - в камеру 12 и далее через отверстие 11 в корпусе к гидродвигателю или к другому управляемому элементу объемного гидропривода. Из противоположной полости гидродвигателя жидкость поступает в отверстие 9, далее в камеру 10 и через канал 13 в камеру, которая отверстием 15 в корпусе крана соединена со сливом. При повороте крана по часовой стрелке на угол 45 градусов происходит изменение направления потока рабочей жидкости.

Герметичность кранового гидрораспределителя обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Для кранов с цилиндрической пробкой зазор между пробкой и корпусом принимают равным 0,01...0,02 мм. Вследствие износа пробки и корпуса распределителя зазор между ними, а следовательно, и утечка рабочей жидкости с течением времени увеличиваются, что является недостатком такого распределительного аппарата. Отмеченный недостаток практически отсутствует в крановых гидрораспределителях с конической пробкой. При условии равномерности износа между пробкой и корпусом, образовавшийся зазор компенсируется усадкой пробки в коническое отверстие корпуса. Такая фрикционная пара в процессе работы притирается по сопрягаемой конической поверхности и со временем становится еще более герметичной.

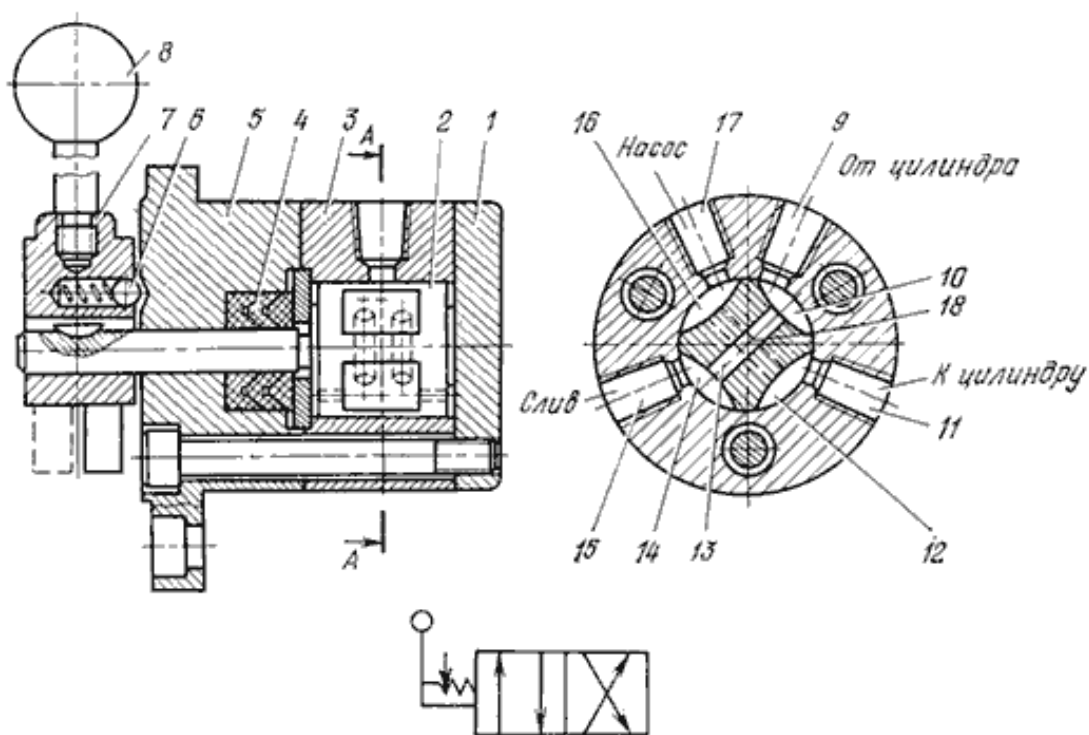


Рисунок 6.21 – Конструкция кранового гидрораспределителя и его условное обозначение

Вторым недостатком крановых гидрораспределителей является их чувствительность к вибрациям. При работе машины возникают вибрации вследствие работы всех двигателей, которая передается через все детали механизмов. Вибрация способна сместить пробковый элемент распределителя относительно рабочего положения, что может привести к перетеканию рабочей жидкости через гидрораспределитель, как следствие - самопроизвольному движению рабочего органа и созданию аварийной ситуации. По этой причине крановые распределители являются менее надежными по сравнению с золотниковыми и не применяются в ответственных участках гидросистемы.

Крановые гидрораспределители применяют в качестве элементов управления для золотниковых гидрораспределителей с гидравлическим управлением, где переключение запорного элемента кратковременное и вполне контролируемое со стороны оператора.

Клапанные гидрораспределители

В гидросистемах некоторых машин применяют также клапанные гидрораспределители, которые просты в изготовлении и могут обеспечить достаточно высокую герметичность.

В клапанном гидрораспределителе, предназначенном для управления гидродвигателем с одной рабочей полостью, в нейтральном (горизонтальном) положении качающегося рычага 1 оба клапана 2 и 3 находятся в своих посадочных гнездах; в этом положении клапанов три канала управления в корпусе гидрораспределителя отключены друг относительно друга (рисунок 6.22): *b* (от гидродвигателя), *a* (от насоса) и *c* (связанный с гидробаком). При

повороте рычага 1 на небольшой угол в направлении по часовой стрелке с гидродвигателем через канал *b* соединяется канал *a* насоса. При повороте рычага против часовой стрелки – канал *b* соединяется с каналом *c* гидробака.

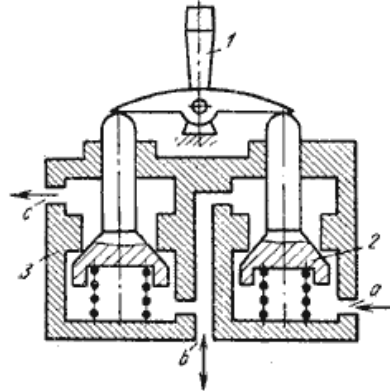


Рисунок 6.22 - Клапанный гидрораспределитель трехлинейный с качающимся рычагом управления

Схема четырехлинейного клапанного гидрораспределителя представлена на рисунке 6.23. При повороте рычага 1 относительно нейтрального (горизонтального) положения плеч перемещаются вверх и вниз две пары клапанов 2 и 3, обеспечивая подвод (отвод) жидкости к соответствующей полости силового гидроцилиндра 4.

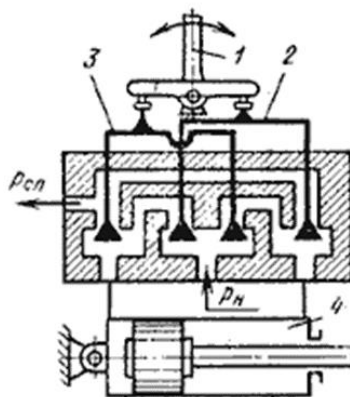


Рисунок 6.23 – Клапанный гидрораспределитель четырехлинейный с качающимся рычагом управления

Конструкция клапанного гидрораспределителя с управлением от кулачкового распределительного вала представлена на рисунке 6.24

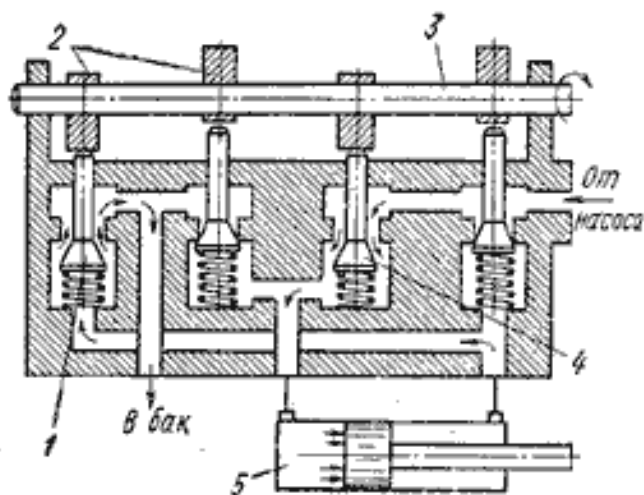


Рисунок 6.24 – Клапанный гидрораспределитель с управлением от кулачкового распределительного вала

На распределительном валу управления 3 находятся четыре кулачка 2, соответствующим образом ориентированные на определенные углы. При повороте распределительного вала управления 3 кулачки 2 последовательно воздействуют на толкатели конических клапанов 1, которые, преодолевая усилие сжатия пружин, отходят от посадочных мест, обеспечивая подвод и отвод рабочей жидкости в полости силового гидроцилиндра 5 и на слив в гидробак.

В положении, показанном на рассматриваемом рисунке (см. рисунок 6.24), жидкость из канала, связанного с насосом, поступает через открывшийся зазор между клапаном 4 и его седлом в нештоковую полость силового цилиндра 5 и одновременно вытесняется в бак из штоковой полости гидроцилиндра через рабочий зазор в области клапана 1. Остальные два клапана при этом находятся в закрытом положении. При дальнейшем повороте вала управления клапаны 1 и 4 закрываются и открываются два клапана, которые в предыдущей позиции были закрыты, обеспечивая подвод жидкости в штоковую полость гидроцилиндра 5 при одновременном вытеснении жидкости из нештоковой полости гидроцилиндра в бак.

На рисунке 6.25 представлена схема трехпозиционного клапанного гидрораспределителя прямого действия с электромагнитным управлением.

В исходном (нейтральном) положении два клапана 1 и 4 прижаты пружинами к своим седлам при выключенных электромагнитах 2 и 3. При этом гидролиния от насоса (питание) перекрыта, а полости гидродвигателя соединены со сливом.

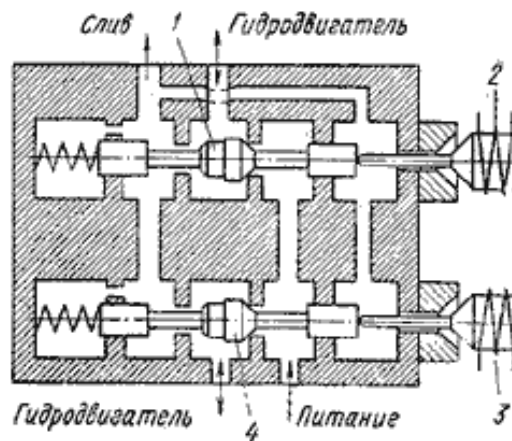


Рисунок 6.25 - Клапанный гидрораспределитель с электромагнитным управлением

При включении электромагнита 2 клапан 1, сжимая пружину, переместится в крайнее левое положение и прижмется к левому седлу. В этом положении одна из полостей потребителя соединится с гидролинией от насоса. При включении электромагнита 3 электромагнит 2 выключается, клапан 1 смещается вправо в исходное положение и срабатывает клапан 4, перемещаясь в крайнее левое положение, соединяет вторую полость гидродвигателя с линией питания (от насоса).

Клапанные гидрораспределители уступают золотниковым по надежности.

Во-первых, клапанные гидрораспределители чувствительны к вибрации, которая неизбежна в процессе работы строительных и дорожных машин. Эффект вибрации способен сместить клапаны относительно их рабочих положений, что может привести к аварийной ситуации.

Во-вторых, клапанные механизмы более сложны по конструкции, чем золотники, требуют больше места в корпусе гидроаппарата. Этот факт определяет большие габариты корпусов и сложность при изготовлении некоторых элементов конструкции.

В-третьих, в процессе работы клапаны часто ударяются и разбиваются о свои посадочные седла (т.е. теряют форму сопрягаемой поверхности), что приводит к потере герметичности внутри корпуса и выходу из строя распределительного аппарата.

Рассмотренные недостатки клапанных гидрораспределителей ограничивают их применение в конструкциях строительных и дорожных машин.

Обратные гидроклапаны

Обратным гидроклапаном называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и запирании в обратном направлении. Запорно-регулирующие элементы обратных гидроклапанов могут быть: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный.

В соответствии со своим назначением обратный гидроклапан должен быть герметичным в закрытом положении, т.е. в исходном положении запорно-регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные гидроклапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами.

Пружина обратных гидроклапанов 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 6.26) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5.

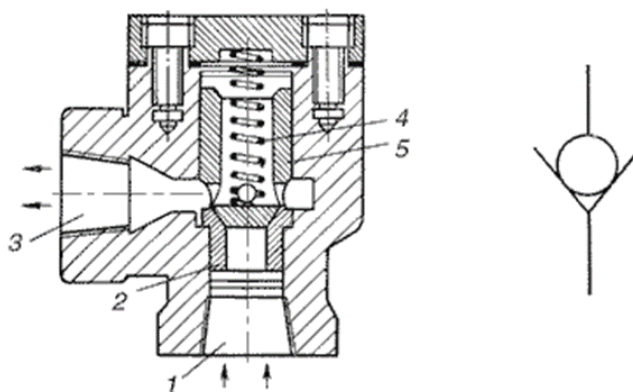


Рисунок 6.26 – Конструкция и условное обозначение обратного гидроклапана

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.

В гидросистемах многих мобильных машин обратные гидроклапаны с шариковым запорно-регулирующим элементом применяют в блокировочном устройстве гибких рукавах высокого давления (рисунок 6.27).

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.

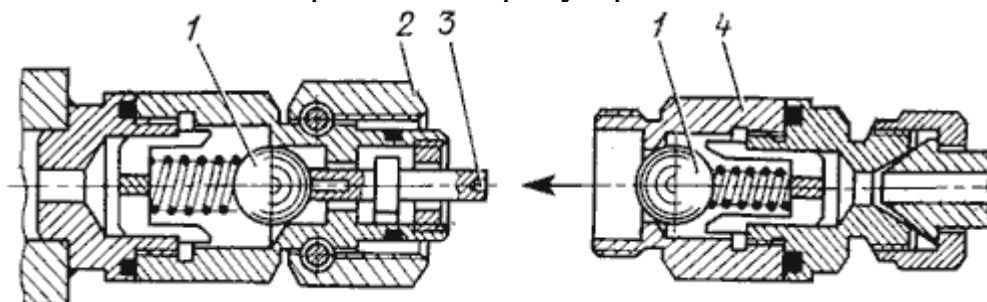


Рисунок 6.27 - Блокировочное устройство

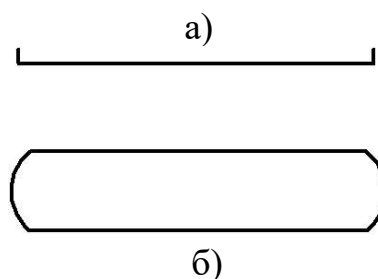
В гидроприводе обратные гидроклапаны применяют: как подпорные; для создания нерегулируемого противодействия в сливной магистрали гидродвигателя; для блокировки вертикально расположенного поршня от самопроизвольного опускания при выключенном приводе; для неуправляемого пропуска рабочей жидкости в одном направлении и управляемого в другом (совместно с дросселем); для исключения утечек жидкости из гидросистемы при демонтаже и т.д. Как конструктивный элемент обратный гидроклапан включен в конструкцию разделительных панелей, напорных гидроклапанов, гидродросселей и регуляторов потока, в гидрораспределители с гидравлическим управлением, в насосы и гидродвигатели, в гидрозамки.

Тема 7 ГИДРОЕМКОСТИ И КОНДИЦИОНЕРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

7.1 Гидробаки и гидроаккумуляторы

Гидробак – это гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью.

Различаются гидробаки под атмосферным давлением и гидробаки под избыточным давлением. Условное обозначение гидробаков представлено на рисунке 7.1.



- а) гидробак под атмосферным давлением;
б) гидробак под избыточным давлением

Рисунок 7.1 – Условное обозначение гидробака

Гидробак также осуществляет функцию охладителя рабочей жидкости. Через наружные поверхности стенок гидробака отводится тепло от разогретого объема жидкости в атмосферу, если температура окружающей среды не выше температуры рабочей жидкости, находящейся в гидробаке.

Гидробак (рисунок 7.2) состоит из следующих основных элементов: корпуса 1, труба сливная 2, труба всасывающая 3, крышки с заливным отверстием закрытым заливной пробкой 4 с дренажным отверстием для выравнивания давления и воздушным фильтром, сливной пробки 5, перегородки

6. В крышке выполнены также отверстия для установки в них всасывающего 3 и сливного 2 трубопроводов. Перегородка 6 разделяет корпус гидробака на две части. В области сливного трубопровода на дне бака оседают частицы металла и от неметаллических деталей, которые отделились от трущихся поверхностей деталей, контактирующих с рабочей жидкостью в процессе работы гидропривода. Отделившиеся под действием силы трения частицы уносятся потоком жидкости, и через сливной трубопровод попадают в гидробак, оседают на дне. Перегородка в баке препятствует осевшим на дне частицам попасть в зону всасывающего трубопровода, через который жидкость втягивается насосом и направляется в гидросистему для выполнения полезной работы по перемещению подвижных звеньев машины.

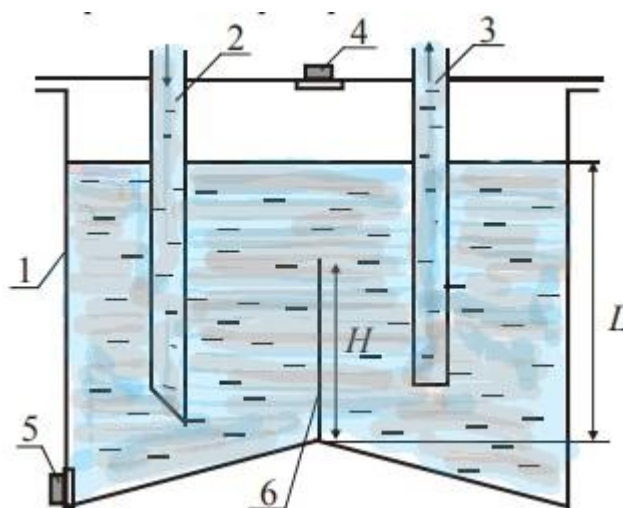


Рисунок 7.2 – Конструктивная схема гидробака

Объем гидробака определяется по формуле:

$$V_6 = k_n \cdot Q_n ,$$

где Q_n – подача насоса, м³/с;

k_n – коэффициент запаса жидкости для насоса, зависящий от конструкции насоса и его режима работы; $k_n = 2 \dots 3$.

Высота H перегородки обычно принимается равной $H = 2/3 L$,

где L – уровень рабочей жидкости в гидробаке, м.

Гидроаккумулятор – представляет собой гидроемкость, предназначенную для аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением.

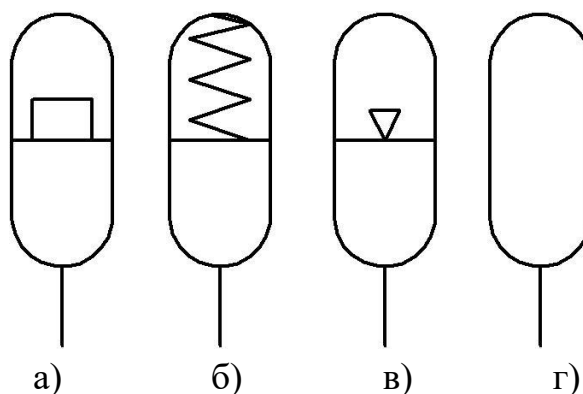
Гидроаккумулятор выполняет в гидроприводе следующие функции:

- поддерживает стабильную работу гидропривода при отключении основного двигателя (на ограниченный промежуток времени) или выходе насоса из строя, в различных аварийных ситуациях, обеспечивая тем самым надежность и безопасность работы машины;
- уменьшает пульсации давления в системе, увеличивая тем самым срок службы гидроагрегатов;
- компенсирует изменение объема рабочей жидкости в гидросистеме при изменении температуры.

По способу аккумулирования и возврата энергии рабочей жидкости различают гидроаккумуляторы: грузовые, пружинные и пневмогидроаккумуляторы.

Условное изображение гидроаккумуляторов в принципиальных гидравлических схемах представлено на рисунке 7.3.

В грузовом гидроаккумуляторе (см. рисунок 7.3, а) аккумулирование и возврат энергии происходят за счет изменения потенциальной энергии груза.



- а) грузовой гидроаккумулятор; б) пружинный гидроаккумулятор;
в) пневмогидроаккумулятор; г) гидроаккумулятор без указания принципа действия

Рисунок 7.3 – Условное изображение гидроаккумуляторов в принципиальных гидравлических схемах

В пружинном гидроаккумуляторе (см. рисунок 7.3, б) аккумулирование и возврат энергии происходят за счет упругой деформации пружины.

В пневмогидроаккумуляторе (см. рисунок 7.3, в) аккумулирование и возврат энергии происходят за счет сжатия и расширения газа.

Основными параметрами гидроаккумуляторов являются - номинальная вместимость $V_{a\text{ ном}}$ и номинальное давление $p_{a\text{ ном}}$. Грузовой аккумулятор состоит из цилиндрического корпуса, поршня площадью S и груза весом G . При зарядке аккумулятора плунжер вместе с грузом поднимается, а при разрядке опускается.

Принципиальное отличие грузовых аккумуляторов в том, что они поддерживают постоянное давление вне зависимости от заполнения аккумулятора жидкостью

$$p_{a \text{ ном}} = G / S .$$

Однако по причине больших габаритов они применяются редко.

Пружинный аккумулятор состоит из цилиндрического корпуса, поршня и пружины, помещенной в корпус. При зарядке аккумулятора поршень перемещается под действием жидкости, сжимая пружину, а при разрядке аккумулятора поршень под воздействием пружины перемещается в противоположном направлении, вытесняя жидкость.

Недостатком пружинных аккумуляторов является – неравномерность давления в начале и в конце цикла разрядки, а также сравнительно малая вместимость.

Пневмогидравлические аккумуляторы выполняются в виде емкости, имеющей две полости: в одной находится газ, в другой – аккумулирующая жидкость. Конструктивно гидроаккумулятор может быть выполнен без разделения или с разделением внутреннего пространства на две полости посредством поршня или мембраны. Форма корпуса пневмогидроаккумулятора может быть разнообразной – сферической, цилиндрической, прямоугольной с коробчатым сечением и т.д. Хотя по прочности наиболее выгодна сферическая форма. Гидроаккумулятор без разделителя между полостями, заполненными газом и жидкостью, имеет следующие недостатки: возможность насыщения жидкости газом, необходимость частой подзарядки газом, использование аккумулятора только в вертикальном положении, необходимость специальных устройств, контролирующих уровень жидкости в аккумуляторе.

Недостатки поршневых пневмогидроаккумуляторов: сравнительно большая сила трения в уплотнении поршня, зависимость работоспособности от качества уплотнения, громоздкость, высокая стоимость. Разрядку аккумулятора не доводят до полного вытеснения из него жидкости, а оставляют некоторый объем. С этой целью номинальное (начальное) давление $p_{a \text{ ном}}$ газа должно быть меньше минимального давления p_{min} в гидросистеме. Пневмогидроаккумулятор с упругим разделителем является наилучшей конструкцией, не требующей частой подзарядки газом, безынерционной, малогабаритной, пригодной к эксплуатации после длительного перерыва в работе и в любом положении.

7.2 Фильтры для очистки рабочей жидкости и теплообменники

Фильтры предназначены для очистки рабочей жидкости от механических примесей, попадающих в гидросистему в результате изнашивания трущихся

металлических и резиновых деталей в процессе эксплуатации объемного гидропривода. Механические примеси, образовавшиеся в процессе эксплуатации, приводят к еще более интенсивному износу деталей в конструкции гидропривода машины, засоряют проходные отверстия гидроаппаратов, способствуют окислению и расслоению рабочей жидкости, что способствует изменению ее механических свойств. Поэтому чистота рабочей жидкости влияет на срок службы и надежность работы гидропривода.

Условное обозначение фильтра приведено на рисунке 7.4.

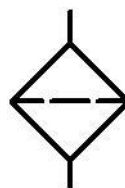


Рисунок 7.4 – Условное обозначение фильтра в принципиальных гидравлических схемах

В зависимости от конструкции фильтры бывают щелевыми, сетчатыми, пористыми.

В качестве фильтрующего материала в щелевых и сетчатых фильтрах используют металлические сетки и пластинки. Они обеспечивают грубую (диаметр твердых частиц в составе жидкости - более 0,1 мм) и нормальную (диаметр твердых частиц - более 0,05 мм) очистку рабочей жидкости.

Пористые фильтры (керамика, ткань, бумага) обеспечивают тонкую очистку (размер твердых включений - до 5 мкм) и применяются в гидроприводах, в которых установлены аксиально-поршневые насосы и гидромоторы, которые предъявляют высокие требования к степени очистки рабочей жидкости.

Основным параметром фильтров для очистки рабочей жидкости является тонкость фильтрации – максимальный размер твердых частиц, присутствующих в объеме рабочей жидкости, измеряемый в мкм. В объемных гидроприводах строительных машин с высоким уровнем автоматизации управления допустимая тонкость фильтрации рабочей жидкости лежит в пределах от 5 до 40 мкм.

Фильтры для очистки рабочей жидкости могут устанавливаться: во всасывающую линию насоса (дополнительное сопротивление на всасывающей линии может привести к возникновению кавитации), в напорную линию после насоса (насос работает на неочищенной жидкости, а фильтр находится под большим давлением), в сливную линию (весь гидропривод работает на неочищенной жидкости). В зависимости от места установки очистителей в гидросистеме различают фильтры высокого и низкого давления. Последние можно устанавливать только во всасывающих и сливных гидролиниях.

Теплообменные аппараты рабочей жидкости предназначены для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости. Теплообменные аппараты по назначению делятся на нагреватели и охладители жидкости. В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, т. к. при нагреве ее вязкость уменьшается, что может привести к потере работоспособности машин.

Условное изображение охладителя рабочей жидкости представлено на рисунке 7.5



Рисунок 7.5 – Условное изображение охладителя рабочей жидкости

Максимальная температура рабочей жидкости в объемных гидроприводах строительных машин соответствует значению - 80°C. Нормальная рабочая температура жидкости находится в пределах 50–60°C.

В гидроприводах применяют два типа теплообменников: с воздушным и водяным охлаждением. Теплообменники с водяным охлаждением компактнее и эффективнее воздушных. Нагреватели устанавливают в гидроприводах при работе в условиях низких (минусовых) температур для предотвращения образования льда из конденсата, находящегося в масле, а также для облегчения запуска гидропривода (большая вязкость рабочей жидкости увеличивает сопротивление гидравлической системы при запуске двигателя машины). При запуске гидропривода в условиях низких температур окружающей среды насос не сможет втягивать и подавать в напорный трубопровод рабочую жидкость с большой вязкостью и поэтому может выйти из строя. Перед включением основного насоса рабочую жидкость необходимо разогреть до рабочей температуры. Для этого в гидросистему устанавливают дополнительный малый контур для разогрева рабочей жидкости, с установленным в нем специальным шестеренным насосом с параметрами для работы с вязкой жидкостью.

Тема 8 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1 Классификация и принцип действия гидродинамических передач

Гидродинамическая передача — это устройство для передачи вращающего момента посредством двойного преобразования механической энергии

вращения в кинетическую энергию потока жидкости и обратно посредством работающих в корпусе с жидкостью лопастных колес.

В корпусе гидродинамической передачи находится постоянный объем жидкости и размещены лопастные колеса. В основу конструкции современных гидродинамических передач положено геометрическое тело, называемое тором. Тор разделён лопастными колесами на две, три или несколько частей с возможностью их независимого вращения друг относительно друга.

Гидродинамические передачи разделяют на три основных типа: гидродинамические муфты (гидромуфты), гидротрансформаторы и комплексные гидродинамические передачи.

Гидромуфта осуществляет передачу вращения без преобразования вращающего момента.

Гидротрансформатор, в отличие от гидромуфты, преобразует величину вращающего момента на выходном валу.

Комплексные гидродинамические передачи способны работать как в режиме гидромуфты, так и в режиме гидротрансформатора.

8.2 Гидродинамические муфты и гидротрансформаторы

Конструктивная схема гидродинамической муфты (гидромуфты) представлены на рисунке 8.1.

В корпусе *5 гидромуфты* имеется два лопастных колеса (рисунок 8.1, а): насосное 4, соединённое с ведущим валом 6 (валом двигателя) и турбинное 2, соединённое с ведомым валом 1 (исполнительного механизма или потребителя механической энергии). Жёсткая кинематическая связь между колёсами отсутствует. Лопасти обоих колёс жестко прикреплены к торообразным поверхностям, которые образуют рабочую полость гидродинамической передачи (рисунок 8.1, б).

Рабочая полость заполняется жидкостью, за счёт которой происходит перенос энергии внутри передачи, а также смазка и охлаждение. Получающее энергию вращения извне (от внешнего приводного двигателя) насосное колесо посредством своих лопастей передаёт энергию потоку жидкости. Поток жидкости обтекает лопасти турбинного колеса, приводит его во вращение, тем самым сообщая ему энергию вращения, используемую на выходном валу для преодоления сопротивления исполнительного механизма (потребителя).

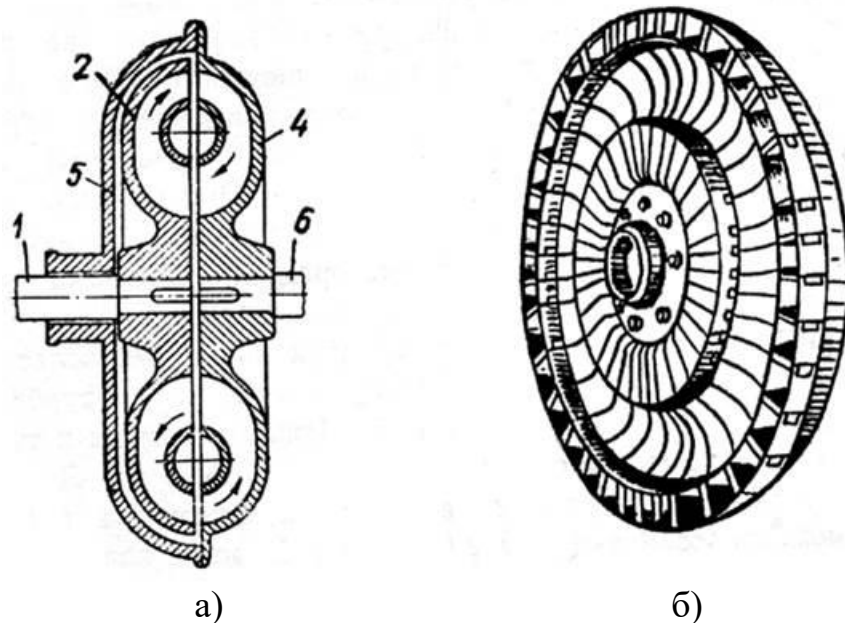


Рисунок 8.1 – Гидродинамическая муфта

Гидротрансформатор состоит из трёх основных элементов (рисунок 8.2): насосного колеса 3, турбинного колеса 2 и реакторного колеса 4 (реактора).

Конструктивно все три элемента обычно расположены в общем корпусе 1, причём насосное колесо 3 зачастую заблокировано с корпусом 1, турбинное 2 - свободно вращается внутри корпуса на подшипниках, а реактор 4 неподвижно закреплён на некоей монтажной опоре 6 вне корпуса и вращаться не может. Крутящий момент подаётся на корпус гидротрансформатора, а снимается с ведомого вала 5, соединённого с турбинным колесом 2.

Величина передаваемого крутящего момента в гидротрансформаторе изменяется за счёт реакторного колеса, и в любом гидротрансформаторе величина крутящего момента на турбинном колесе равна сумме моментов на насосном колесе и на реакторном.

Коэффициент трансформации крутящего момента гидротрансформатора представляет собой отношение крутящего момента выходного вала к крутящему моменту входного звена.

Максимальное значение коэффициента трансформации у каждого гидротрансформатора своё. И в общем случае, чем выше коэффициент трансформации, тем при меньшем значении кинематического передаточного отношения достигается наивысший КПД гидродинамической передачи.

Передаточное отношение гидродинамической передачи представляет собой отношение частоты вращения выходного звена к частоте вращения входного звена. Максимальное значение коэффициента трансформации определяется такими конструктивными параметрами как: активный диаметр, тип и расположение колёс, угол наклона лопастей. У всех гидротрансформаторов без исключения имеется такой диапазон, в котором значения коэффициента трансформации ниже единицы. Это нежелательный диапазон: значения КПД

здесь крайне низки, а какая-либо длительная работа в таком режиме не имеет смысла.

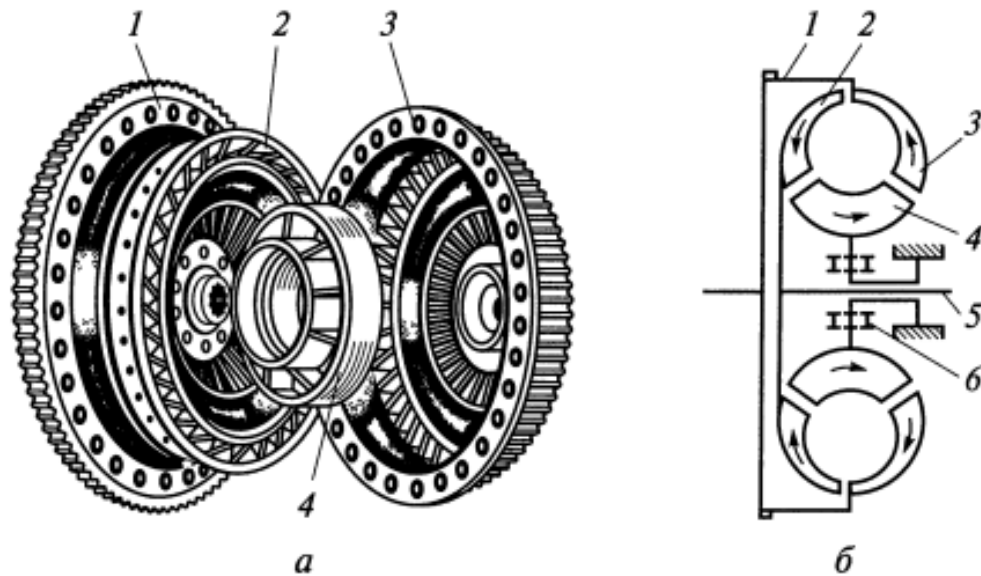


Рисунок 8.2 - Гидротрансформатор

Комплексная гидродинамическая передача объединяет в себе свойства гидромуфты и гидротрансформатора, способна работать в обоих режимах, вследствие чего имеет более широкий диапазон высоких значений КПД.

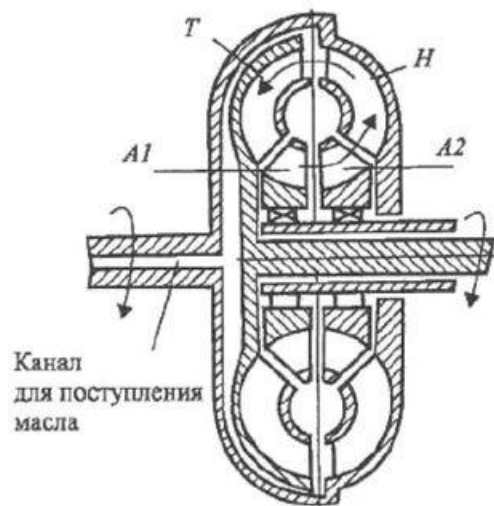


Рисунок 8.3 – Комплексная гидродинамическая передача

Характерной конструктивной особенностью комплексной гидродинамической передачи (рисунок 8.3) является расположенное на муфте свободного хода подвижное колесо реактора *A1*. Муфта свободного хода позволяет заклинивать реактор при работе комплексной гидродинамической передачи в режиме гидротрансформатора и освобождать в режиме гидромуфты,

причём переход с одного режима на другой происходит автоматически в зависимости от кинематического передаточного отношения. Также особенностью комплексных гидродинамических передач является то, что в них обычно применяются центростремительные турбины T , в связи с тем, что таковые обеспечивают достаточную энергоёмкость при работе комплексной гидродинамической передачи в режиме гидромукты.

Комплексная гидродинамическая передача может иметь один или два реакторных колеса $A1$ и $A2$ (рисунок 8.3), каждое из которых расположено на своей муфте свободного хода. Два реактора позволяют получить в одном корпусе как бы два гидротрансформатора с отличающимися характеристиками трансформации крутящего момента. Данное решение позволяет расширить зону высоких значений КПД. Внешняя характеристика такой комплексной гидродинамической передачи состоит из трёх характеристик элементарных передач. Поэтому в некоторой технической литературе такие комплексные гидродинамические передачи называются «трёхфазными».

Ввиду своей конструкции и отсутствию жёсткой кинематической связи между входным и выходным звеньями гидродинамические передачи обладают рядом ценных качеств, обуславливающих их распространение в трансмиссиях машин. Гидродинамические передачи способны ограничивать момент сопротивления, нагружающего двигатель, а также способны сглаживать пульсации этого момента при пульсирующем изменении сопротивления потребителя. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, тем самым увеличивая их долговечность. Способны нивелировать перегрузку двигателя в момент разгона машины или пуска приводимого агрегата, благодаря чему отпадает необходимость завышения мощности двигателя для уверенной работы в разгонных и стартовых режимах. Гидротрансформаторы и комплексные гидропередачи способны обеспечивать бесступенчатое изменение крутящего момента в обратной зависимости от изменения частоты вращения выходного звена, так что при возрастании сопротивления потребителя и, следовательно, при снижении частоты вращения выходного звена, крутящий момент увеличивается. Это позволяет оптимально использовать всю доступную мощность двигателя при практически любой частоте вращения выходного звена, что в случае транспортных машин способствует формированию так называемой гиперболической тяговой характеристики.

Гидродинамические передачи могут работать как в тяговом, так и в тормозном режимах: то есть, они могут передавать энергию вращения как с входного звена на выходное, так и обратно. Важной особенностью гидродинамических передач является то, что все вышеупомянутые функции они могут выполнять автоматически, без разрыва потока передаваемой энергии и без вмешательства человека или какого-либо управляющего устройства. КПД оптимальных режимов работы гидродинамических передач может достигать значений в 85–98 %.

Тема 9 ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

9.1 Гидроприводы поступательного, вращательного и поворотного движения

Гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости, находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций реверсирования и регулирования скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей.

В отличие от гидродинамических приводов, в которых используется, в основном, кинетическая энергия потока жидкости, в объемных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости.

Объемный гидропривод состоит из гидропередачи, направляющих и регулирующих гидроаппаратов, гидробака, кондиционеров рабочей жидкости, гидролиний.

Объемная гидропередача – это часть насосного гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к звеньям машины. Таким образом, объемная гидропередача является силовой частью гидропривода и 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* - устройство для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего ее использования для приведения в работу гидродвигателей.

Кроме того, в состав гидропередач могут входить также *гидропреобразователи* - объемные гидромашины для преобразования энергии потока рабочей жидкости с одними значениями давления P_1 и расхода Q_1 в энергию другого потока с другими значениями P_2 и Q_2 .

Гидролинии (трубопроводы, рукава высокого давления, каналы и соединения) по которым рабочая жидкость движется в определенных направлениях в процессе работы объемного гидропривода.

В зависимости от своего назначения гидролинии, подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля, в соответствии с которым любое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в остальные ее точки без изменения.

В зависимости от характера движения выходного звена гидродвигателя различают:

- *гидропривод поступательного движения* (рисунок 9.1), у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр;

- *гидропривод вращательного движения* (рисунок 9.2), в котором в качестве гидродвигателя применяется гидромотор;
- *гидропривод поворотного движения* (рисунок 9.3), гидродвигателем которого является поворотный гидродвигатель.

На рисунке 9.1 представлена принципиальная схема объемного гидропривода поступательного движения.

Насосом Н1 рабочая жидкость подается к трехпозиционному четырехлинейному гидрораспределителю Р1 по напорному трубопроводу. В нейтральной позиции гидрораспределителя Р1 рабочая жидкость проходит на слив в гидробак Б1 и не совершает при этом полезную работу. Насос работает в режиме холостого хода, масло циркулирует в малом контуре, шток гидроцилиндра Ц1 остается неподвижным.

При переключении рычага управления гидрораспределителя Р1 в рабочую позицию жидкость от насоса будет направлена гидрораспределителем Р1 в соответствующую полость гидроцилиндра Ц1 для совершения полезной работы по перемещению поршня со штоком. При возникновении на штоке гидроцилиндра нагрузки большей по значению, чем предусмотрено по техническим характеристикам гидропривода, в напорной гидролинии начнет возрастать давление пропорционально величине нагрузки.

Когда величина давления в гидроприводе достигнет максимального значения, на которое настроен предохранительный клапан КП1, последний откроется для сброса небольшого объема жидкости в гидробак, в результате величина давления в гидросистеме снизится и шток гидроцилиндра остановится. Для продолжения движения штока в направлении противоположном действию нагрузки, т.е. для преодоления штоком усилия нагрузки, необходимо, чтобы величина скорости перемещения штока гидроцилиндра в одну и другую стороны различна, так как его рабочие камеры (штоковая и нештоковая) не равны по объему. Для выравнивания скоростей движения штока гидроцилиндра в обе стороны в гидролинию между гидрораспределителем Р1 и штоковой полостью гидроцилиндра устанавливается регулируемый гидродроссель ДР1 с обратным гидроклапаном. Когда рабочая жидкость от насоса Н1 подается в нештоковую полость гидроцилиндра Ц1, движение поршня со штоком происходит при одновременном вытеснении жидкости на слив из штоковой полости. При этом гидродроссель ДР1 ограничивает величину расхода жидкости, проходящей на слив, что способствует уменьшению скорости движения выходного звена гидродвигателя. Обратный клапан при этом закрыт. В обратном направлении, когда жидкость от насоса Н1 подается в штоковую полость гидроцилиндра Ц1, открывается обратный клапан и жидкость через него проходит с большим расходом.

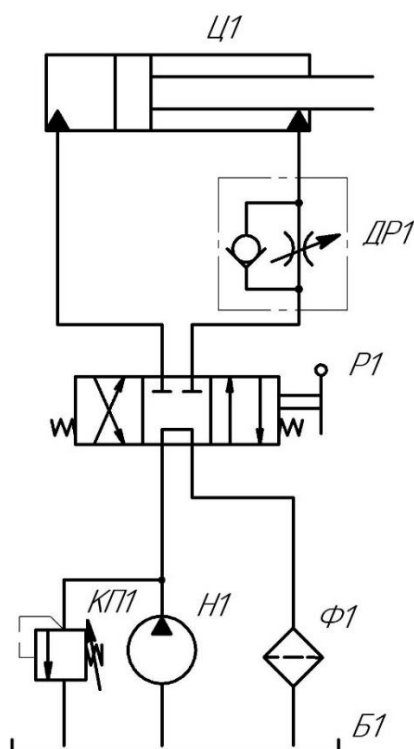


Рисунок 9.1 – Гидропривод с линейным движением выходного звена гидродвигателя

На рисунке 9.2 представлена схема объемного гидропривода вращательного движения.

В качестве гидродвигателя установлен гидромотор М1. Гидромотор, в отличие от гидроцилиндра, не имеет фиксированного крайнего положения, его вал вращается непрерывно, если в рабочие полости подается жидкость от насоса Н1. Поэтому внезапное резкое переключение гидрораспределителя из рабочего положения в нейтральное может привести к поломке гидромотора от возникшего в гидросистеме гидроудара. Для защиты конструкции гидромотора от гидроударов в системе устанавливают предохранительные гидроклапаны КП2 и КП3.

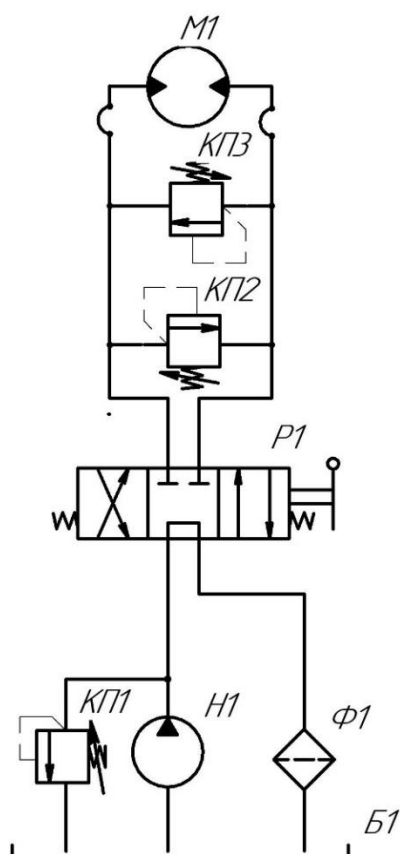


Рисунок 9.2 – Гидропривод вращательного движения

В гидросистеме, представленной на рисунке 9.3, в качестве гидродвигателя применен поворотный гидродвигатель Д1. Гидродроссели с обратными гидроклапанами ДР1 и ДР2 установлены в магистралях между поворотным гидродвигателем Д1 и гидрораспределителем Р1 для регулировки скорости вращения вала гидродвигателя в обе стороны.

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя Д1 осуществляется изменением рабочей позиции гидрораспределителя Р1, а регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя выполняется с помощью гидродросселей ДР1 и ДР2.

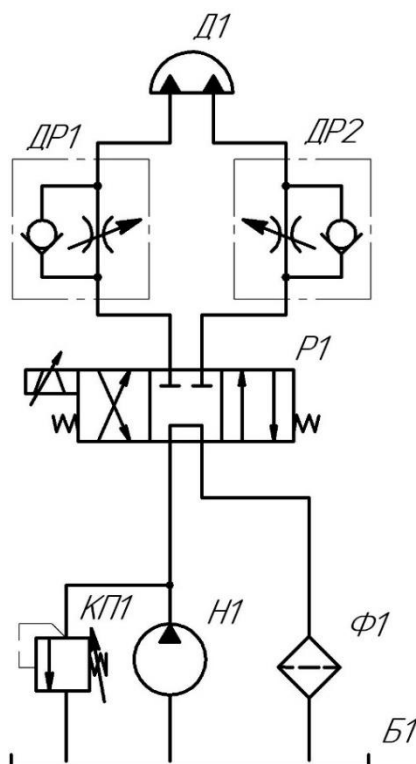


Рисунок 9.3 – Гидропривод поворотного движения

9.2 Типовые схемы гидроприводов с разомкнутым и замкнутым потоком рабочей жидкости

При проектировании гидроприводов подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин применяются два типа схем: гидроприводы с разомкнутым и замкнутым потоками рабочей жидкости.

В гидроприводах с разомкнутым потоком жидкость, направляемая насосом из гидробака в гидродвигатель, совершает полезную работу по перемещению выходного звена гидродвигателя и затем поступает через сливной трубопровод обратно в гидробак, откуда вновь засасывается насосом и подается в гидропривод.

На рисунке 9.4 представлена гидросистема с разомкнутым потоком рабочей жидкости. В нейтральном положении гидрораспределителей P1 и P2 жидкость, подаваемая насосом Н1 из гидробака Б1, проходит через общий перепускной канал гидрораспределителей на слив через фильтр Ф1 в гидробак. При включении любого из двух гидрораспределителей P1 или P2 в рабочее положение, перепускной канал будет перекрыт и поток жидкости будет направлен в рабочую полость соответствующего гидроцилиндра для выполнения полезной работы по перемещению его поршня со штоком. При этом противоположная полость гидроцилиндра будет связана посредством гидрораспределителя со сливным трубопроводом. Вытесняемая поршнем гидроцилиндра жидкость по сливному трубопроводу направляется в гидробак. Предохранительный клапан КП1, отрегулированный на предельно допустимое

давление p_{\max} , ограничивает величину давления в гидросистеме, повышающегося при увеличении нагрузки на штоке гидроцилиндра.

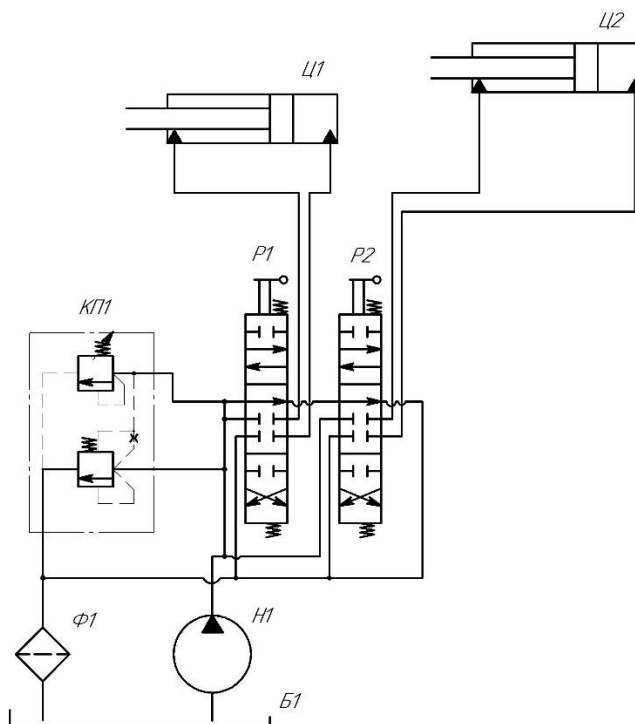


Рисунок 9.4 – Гидропривод с разомкнутой схемой циркуляции жидкости

Несмотря на большой вес и габариты гидросистем, в строительных машинах в основном применяются гидроприводы с разомкнутым потоком жидкости, так как они проще по конструкции, и в эксплуатации более универсальны, т. е. могут применяться в машинах любого назначения.

Схема гидропривода с замкнутым потоком жидкости представлена на рисунке 9.5.

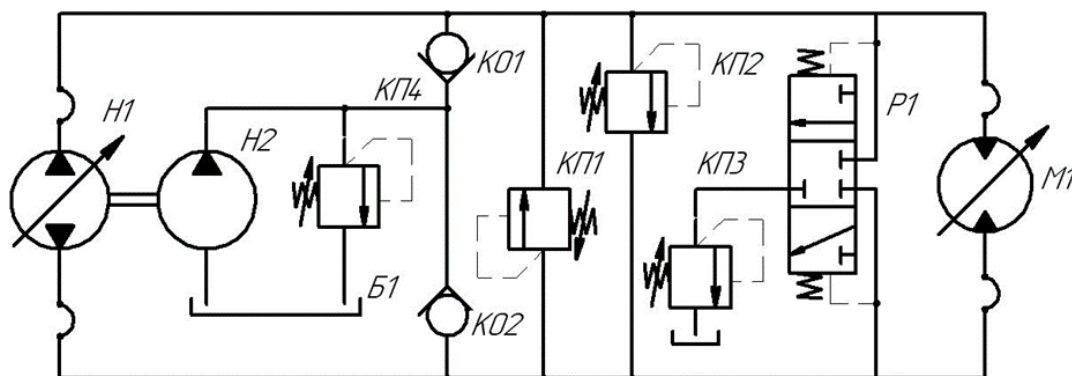


Рисунок 9.5 — Гидропривод с замкнутым потоком рабочей жидкости

В гидроприводе с замкнутым потоком рабочая жидкость от насоса Н1 поступает к гидромотору М1, совершает полезную работу, проворачивая ротор гидромотора вместе с его выходным звеном – валом. Проходящая через

гидромотор М1 жидкость возвращается к насосу через его всасывающий трубопровод. Таким образом, жидкость циркулирует между насосом и гидромотором по замкнутому контуру, в котором отсутствует гидробак. На рисунке 9.5 приведен пример гидропривода с замкнутым потоком рабочей жидкости, в котором насос Н1 и гидромотор М1 по конструкции – с реверсивными потоками. Это означает, что направление движения потока в таком гидроприводе может изменяться – поток может двигаться в направлениях как по часовой стрелке, так и против часовой стрелки. При этом обе ветви замкнутого контура при изменении направления движения потока могут менять свое функциональное назначение: всасывающая магистраль насоса становится нагнетающей при изменении направления движения потока, и - наоборот. А для гидромотора – гидролиния напорная становится сливной при изменении направления движения потока, и наоборот. 2 поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса 1. Однако, для компенсации утечек в насосе и гидромоторе предусматривается система подпитки, состоящая из гидробака с небольшим объемом Б1, насоса подпитки Н2, четырех предохранительных гидроклапанов – КП1-КП4, двух обратных гидроклапанов КО1 и КО2, гидрораспределителя Р1 с гидравлическим управлением. Подача насоса подпитки Н2 рассчитана на компенсацию максимальных внешних утечек с избытком подачи в 1–2 л/мин.

Гидросхемы с замкнутым потоком рабочей жидкости применяются в гидроприводах ходового оборудования строительных машин и в некоторых гидроприводах рабочего оборудования, в которых требуется практически непрерывное вращение гидромотора. Например, в гидроприводе барабана автобетонасмесителя.

Гидропривод с замкнутым потоком по сравнению с гидроприводом с разомкнутым потоком имеет преимущество в том, что отсутствует большой гидробак, который должен соответствовать по объему подаче основного насоса. Отсутствие большого гидробака уменьшает количество жидкости, заполняющей гидросистему, уменьшает общий вес гидропривода и его габариты.

Однако гидропривод с замкнутым потоком имеет недостатки:

- из всех видов гидродвигателей могут применяться только гидромоторы. Гидроцилиндры с одним штоком не могут применяться по причине разницы вытесняемых объемов из противоположных полостей (объем штоковой полости гидроцилиндра меньше объема его нештоковой полости);

- в процессе работы жидкость перегревается (из-за отсутствия гидробака, через наружную поверхность которого обычно происходит охлаждение рабочей жидкости воздушным путем). По этой причине возникает необходимость установки в гидросистему специальных охладителей, что существенно повышает стоимость при изготовлении конструкции;

- обслуживание гидропривода с замкнутым потоком в процессе эксплуатации значительно труднее, чем с разомкнутым потоком. Слив и заполнение новой очищенной рабочей жидкостью гидросистемы без гидробака значительно труднее. Для этого необходимо разгерметизировать гидросистему и

после замены жидкости из нее трудно удалить воздух, попавший в процессе заправки;

- при отсутствии гидробака частицам, находящимся в объеме жидкости, негде оседать и они постоянно циркулируют в замкнутом контуре, попадая между трущимися деталями и приводят к быстрому выходу из строя всю конструкцию;

- повышенные требования к степени очистки рабочей жидкости.

9.3 Гидроприводы с регулированием скорости выходного звена гидродвигателя

В зависимости от требований, связанных с эксплуатацией строительных машин, в гидроприводе могут применяться объемное и дроссельное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей или сочетание этих способов.

При дроссельном способе регулирования в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя достигается изменением расхода рабочей жидкости через гидродроссель или дросселирующий гидрораспределитель путем изменения их проходных сечений.

Варианты включения гидродросселя в гидросистему представлены на рисунке 9.6.

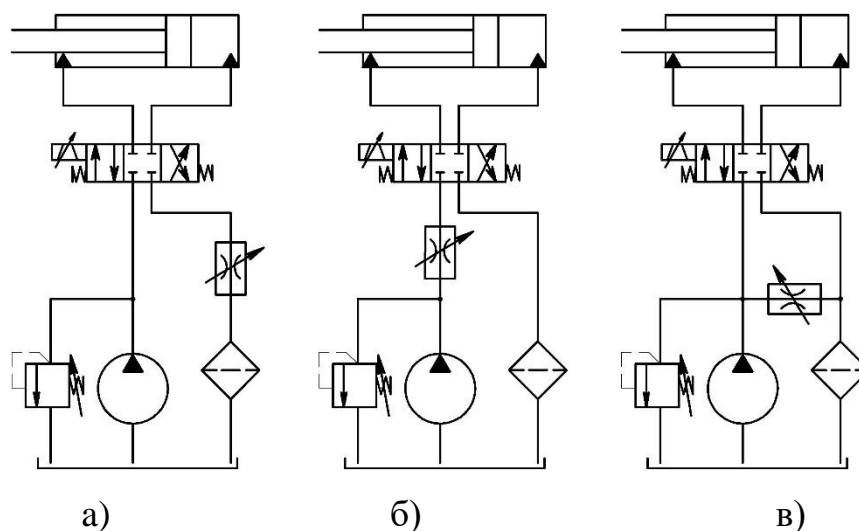


Рисунок 9.6 - Варианты включения гидродросселя в гидросистему

При установке дросселя в сливной магистрали (рисунок 9.6, а), увеличению скорости выходного звена гидродвигателя (штока гидроцилиндра) оказывает сопротивление самого гидродросселя. Однако при резком торможении гидродвигателя в участке гидролинии между гидродвигателем и гидродросселем могут возникнуть недопустимо высокие давления. Для предохранения гидропривода от разрушающих скачков давлений необходимо

установить на участке трубопровода между гидродвигателем и гидродросселем предохранительный клапан.

Установка гидродросселя в напорной магистрали насоса (рисунок 9.6, б) обеспечивает максимальный КПД гидропривода – вся жидкость от насоса проходит через гидродроссель. Из схемы (рисунок 9.6, б) видно, что при резком уменьшении расхода рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр путем дросселирования, поршень будет перемещаться под действием силы инерции движущейся массы. Применение такой схемы особенно нецелесообразно в системах с гидродвигателем вращательного движения (гидромотором или поворотным гидродвигателем), который может работать в переходных режимах с высокими ускорениями выходного вала, в результате чего инерция вращающихся деталей гидродвигателя и присоединенной к нему массы внешней нагрузки может достигать значительной величины. Рассматриваемую схему с гидродросселем, установленным в напорной магистрали насоса (см. рисунок 8.3, б), нельзя применять, например, в грузоподъемных машинах по причине возможности падения груза. Падению груза в данном случае противодействуют лишь сила трения между поршнем и внутренней поверхностью корпуса гидроцилиндра, и сопротивление в сливной гидролинии.

В гидросистемах с гидродросселем, подключенным в ответвлении параллельно гидродвигателю (рисунок 9.6, в), жидкость, подаваемая насосом с производительностью Q_H , делится на два параллельных потока: один из которых - $Q_{Ц}$ поступает в гидроцилиндр (гидродвигатель), а другой - $Q_{ДР}$ переливается через гидродроссель в гидробак, причем количественно эти потоки обратно пропорциональны сопротивлениям ветвей. Основным недостатком третьей схемы (см. рисунок 9.6, в) является пониженная жесткость и необходимость индивидуального источника питания для каждого потребителя. Однако при этом получается более высокий КПД, и меньше нагревается рабочая жидкость. К тому же нагретая жидкость сливается в гидробак, минуя гидродвигатель.

При установке гидродросселя перед гидродвигателем нагретая в процессе дросселирования жидкость поступает в гидродвигатель, ухудшая тем самым тепловой режим гидропривода. Для обеспечения плавности страгивания выходного звена гидродвигателя в начале его движения, приходится дополнительно включать в сливную магистраль гидроклапан для создания подпора жидкости. Поэтому из двух вариантов последовательного включения гидродросселя предпочтительным является расположение гидродросселя после гидродвигателя в сливной магистрали (рисунок 9.6, а).

Объемное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя осуществляется путем изменения рабочего объема регулируемого насоса или гидромотора.

Три варианта объемного способа регулирования представлены на рисунке 9.7.

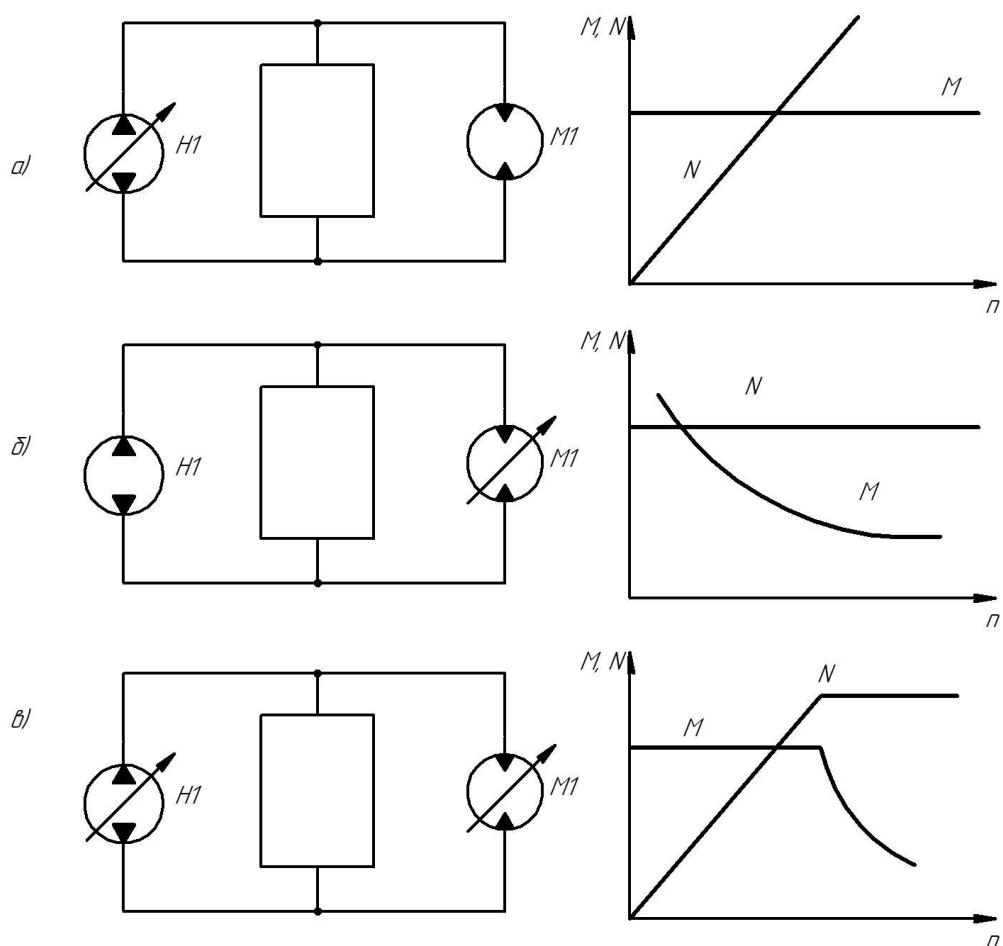


Рисунок 9.7 – Схемы объемного способа регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и графики изменения параметров гидропривода

Насос $N1$ с регулируемым рабочим объемом, работающий в паре с нерегулируемым гидромотором $M1$ (рисунок 9.7, а), обеспечивает постоянство вращающего момента M при изменяемой частоте вращения n вала гидромотора и прямо пропорциональное увеличение мощности N .

Насос $N1$ с нерегулируемым рабочим объемом, работающий в паре с регулируемым гидромотором $M1$ (рисунок 9.7, б), обеспечивает постоянство мощности N при изменяемой частоте вращения n вала гидромотора и снижение вращающего момента M по гиперболическому закону.

Совместное регулирование рабочих объемом насоса $N1$ и гидромотора $M1$, (рисунок 9.7, в), позволяет получить совмещенную характеристику гидропривода, в которой присутствует расширенное сочетание параметров мощности N и вращающего момента M при изменяемой частоте вращения n вала гидромотора. Выбор способа регулирования должен производиться с учетом оценки объемного и дроссельного регулирования по трем показателям: по нагрузочным характеристикам, коэффициенту полезного действия и стоимости элементов гидропривода.

Гидроприводы с объемным регулированием имеют существенно более высокий коэффициент полезного действия по сравнению с гидроприводами, работающими по принципу дроссельного регулирования.

Как видно, по двум важнейшим показателям - нагрузочным характеристикам и КПД - лучшие качества имеет гидропривод с объемным регулированием.

С экономической позиции гидроприводы с объемным регулированием более дорогостоящие, чем нерегулируемые, по причине большой стоимости регулируемых насосов и гидромоторов в сравнении с нерегулируемыми. Значительные экономические затраты при производстве гидроприводов с объемным регулированием компенсируются меньшими эксплуатационными расходами вследствие их высокого коэффициента полезного действия.

По этим причинам объемное регулирование применяют в тех случаях, когда существенными являются энергетические показатели, например, в строительных машинах большой мощности, работающих в тяжелых нагрузочных режимах, длительных по времени, обеспечивающих непрерывные технологические процессы.

9.4 Гидропривод с несколькими насосами

Для изменения скорости рабочих органов применяют системы, у которых рабочая жидкость от нескольких насосов поступает к гидродвигателю, а регулирование его скорости достигается последовательным включением различных по производительности насосов.

Гидропривод с несколькими насосами является разновидностью объемного способа регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и по сути представляет собой ступенчатое регулирование скорости.

На рисунке 9.8 представлена схема гидропривода с тремя насосами 1, подключенными параллельно к гидроцилиндру.

Включение и отключение насосов 1 в любой последовательности и при любом сочетании выполняется с помощью двухлинейных двухпозиционных гидрораспределителей 2, которые направляют потоки насосов на слив в гидробак при переключении их во вторую позицию. Обратные гидроклапаны 3 служат для предотвращения перетекания жидкости на слив в случае отключения любого из трех гидронасосов.

Изменение скорости перемещения поршня со штоком гидроцилиндра осуществляется в результате соединения одного или нескольких насосов 1 с линией слива (при помощи гидрораспределителей 2).

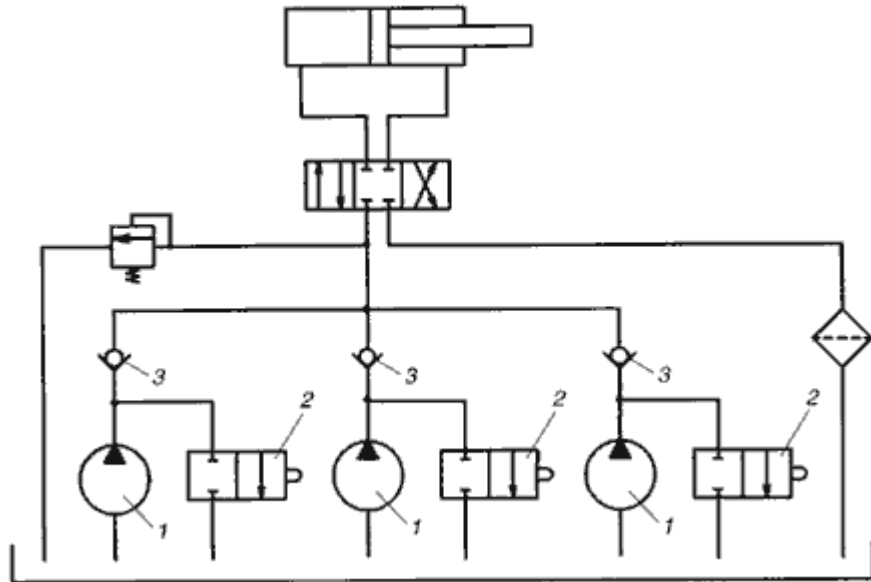


Рисунок 9.8 - Гидропривод с несколькими насосами

Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности Q_1 , Q_2 и Q_3 позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

9.5 Многодвигательные гидроприводы с параллельным и последовательным подключением гидродвигателей, работающих в условиях одинаковых и различных нагрузок

В строительных машинах применяются гидроприводы, обеспечивающие движение сложного многозвеньевого рабочего оборудования. Для этого применяются многодвигательные гидроприводы, которые состоят из нескольких гидродвигателей, работающих от одного насоса. При этом возможны два варианта подключения гидродвигателей в схеме: параллельное и последовательное подключение.

Гидросистема с параллельным включением гидропривода представлена на рисунке 9.9. Гидросистема имеет одну общую насосную станцию 1 и три гидроцилиндра 2, 3 и 4 (телескопический, двустороннего действия, одностороннего действия – соответственно). Каждый из гидроцилиндров имеет собственное независимое устройство управления - гидрораспределители 6, 7 и 8. В точке 5 гидролиния имеет разветвление (тройник), в котором общая подача насосной станции 1 делится на три части Q_1 , Q_2 и Q_3 . Каждый из гидроцилиндров может включаться в работу в любой момент времени, независимо от других потребителей, а также совершать рабочий и холостой ход.

Гидросистема с последовательным подключением гидродвигателей представлена на рисунке 9.10.

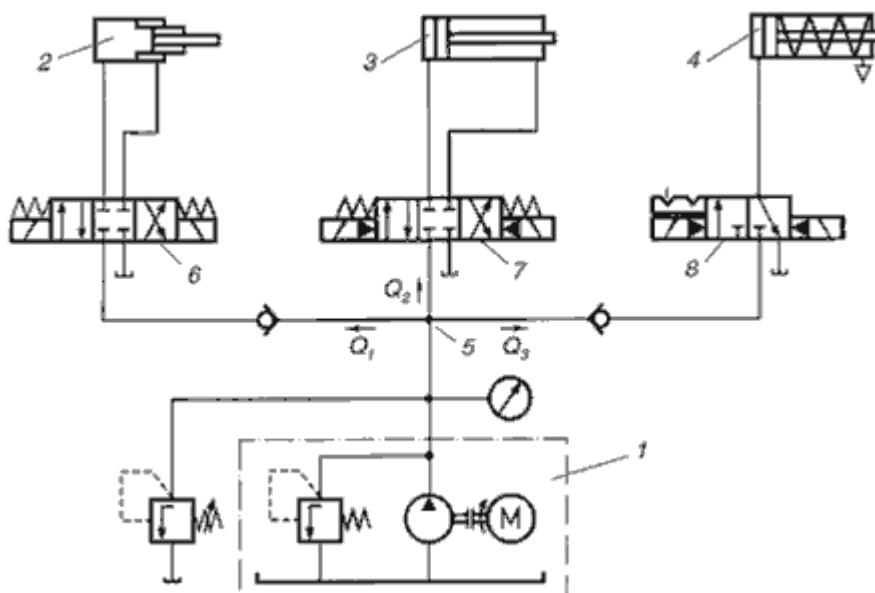


Рисунок 9.9 - Гидросистема с параллельным подключением гидродвигателей

Два гидроцилиндра 1 и 2 приводятся в движение потоком жидкости, поступающей от общей насосной станции 3. В отличие от гидросистемы с параллельным включением, гидроцилиндр 2 в гидросистеме с последовательным включением (см. рисунок 9.10) может осуществлять рабочий ход только при неработающем гидроцилиндре 1, поскольку при включении первого гидроцилиндра 1, напорная линия цилиндра 2 становится сливной, и в ней давление падает. При этом гидроцилиндр 2 может осуществлять только холостой ход.

При включении всех трех гидроцилиндров скорость перемещения их выходных звеньев будет минимальна. Если отключить один из них, например первый (позиция 2 на рисунке 9.9), то скорость у второго и третьего возрастет, так как общая подача будет делиться только на два потока - Q_2 и Q_3 .

Гидросистемы с параллельным включением гидропривода получили наибольшее распространение в конструкциях строительных машин по сравнению с гидроприводами с последовательным подключением гидродвигателей. Однако параллельное подключение гидродвигателей от одного насоса не позволяет осуществлять движение одновременно всех гидродвигателей. При одновременном включении гидроцилиндров первым начнет движение наименее нагруженный гидроцилиндр. После достижения поршнем первого гидроцилиндра крайнего положения в работу включится следующий менее нагруженный гидроцилиндр. И так все гидроцилиндры выполняют работу последовательно, но не одновременно при условии различных нагрузок на их штоках.

Последовательное подключение гидроцилиндров позволяет включить их в работу одновременно.

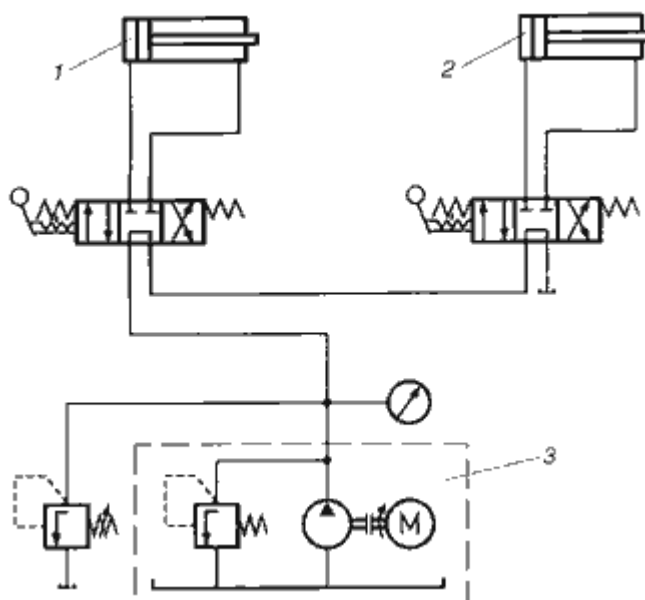


Рисунок 9.10 - Гидросистема с последовательным подключением гидродвигателей

На рисунке 9.11 представлена схема гидросистемы с одним насосом 3 и двумя гидроцилиндрами 1 и 6, один из которых (цилиндр 6) рассчитан на работу при внешней нагрузке (давлении), значительно меньшей нагрузки второго гидроцилиндра 1.

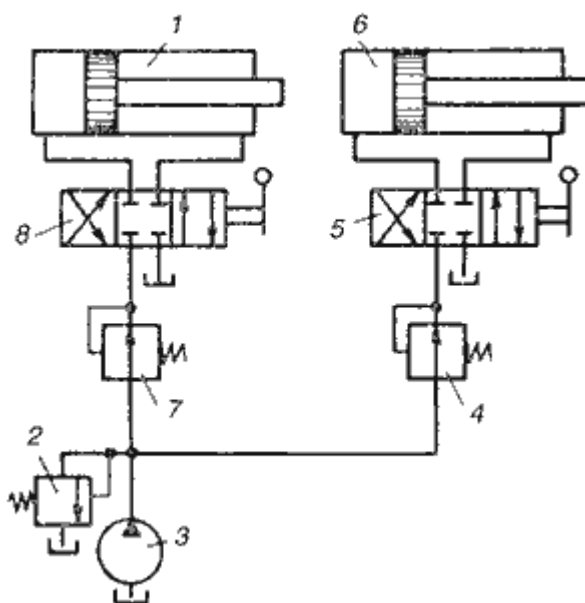


Рисунок 9.11 - Гидросистема с двумя гидроцилиндрами, работающими при различных нагрузочных режимах

Для снижения давления напорной гидролинии гидроцилиндра 6 до требуемой величины применен редукционный гидроклапан 4, установленный на входе в гидрораспределитель 5. Для гидроцилиндра 1 также предусмотрен редукционный гидроклапан 7, отрегулированный на рабочее давление в этом

гидроцилиндре. Редукционный гидроклапан 7 также устанавливается на входе в гидрораспределитель 8, управляющий гидроцилиндром 1. Насос 3 снабжен переливным гидроклапаном 2, который сбрасывает излишек рабочей жидкости в гидробак.

9.6 Следящие гидроприводы

Следящие гидроприводы – это 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 гидропривод, в котором исполнительный механизм 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 гидропривода - "следящий гидропривод", обосновано 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 строительные и дорожные машины, морские суда и самолеты.

Блок-схема следящего гидропривода (рисунок 9.12) 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.

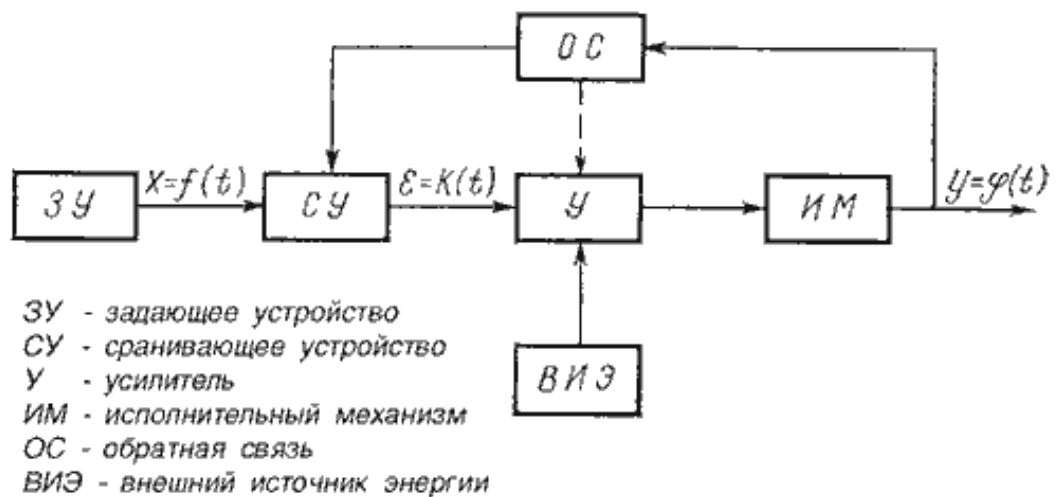


Рисунок 9.12 - Блок-схема следящего гидропривода

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.

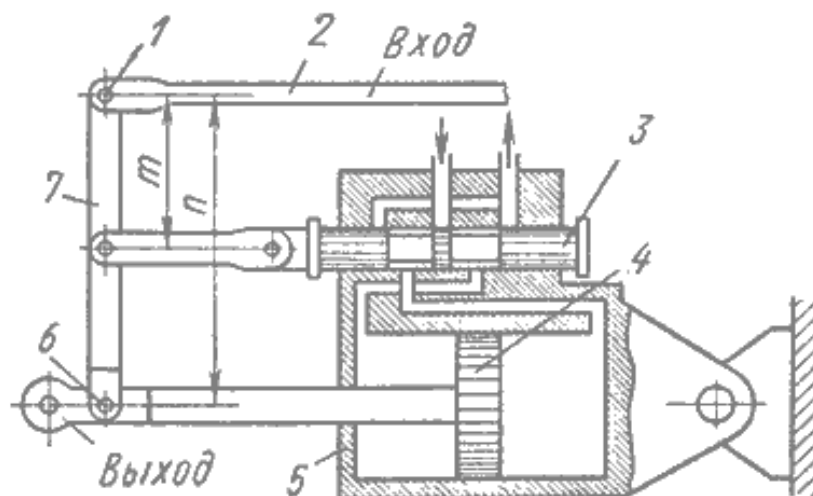
Принцип работы следящего привода заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования воздействует на усилитель, а через него и на исполнительный механизм. Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь устраняет рассогласование и приводит всю систему в исходное положение.

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 9.13.

При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается шарнир 1 дифференциального рычага 7 обратной связи, с которым связаны 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 гидрораспределителя 3. В результате при смещении золотника из нейтрального положения, жидкость поступит в соответствующую полость гидроцилиндра 5, что вызовет перемещение поршня 4, а следовательно, и шарнира 6, связанного с

"выходом". При этом выходное звено сместится пропорционально перемещению тяги 2.



1 - шарнир; 2 - тяга; 3 - золотник гидрораспределителя; 4 - поршень;
5 - корпус гидроцилиндра; 6 - шарнир; 7 - дифференциальный рычаг

Рисунок 9.13 - Схема гидроусилителя золотникового типа с обратной связью

После того как движение тяги 2 будет прекращено, продолжающийся выдвигаться поршень 4 сообщит через рычаг 7 обратной связи плунжеру золотника гидрораспределителя 3 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2 управления. Так как при этом окна корпуса гидрораспределителя будут в результате обратного движения золотника постепенно прикрываться, количество жидкости, поступающей в гидроцилиндр 5, уменьшится, вследствие чего скорость его поршня будет уменьшаться до тех пор, пока золотник не придет в положение, в котором окна полностью перекроются, при этом скорость станет равной нулю.

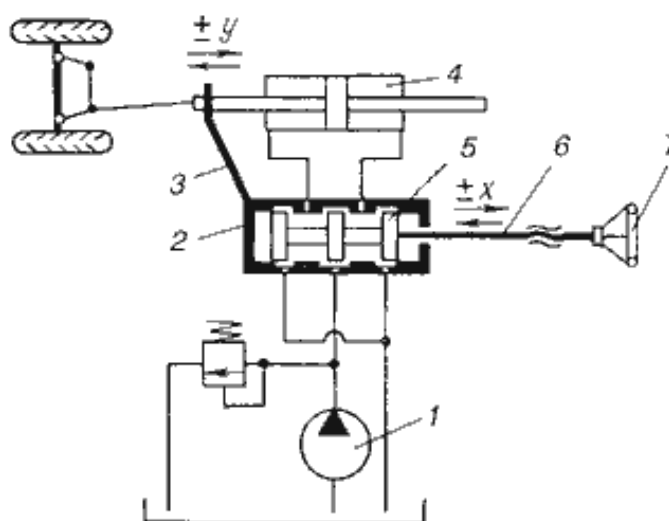
При перемещении золотника в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

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".

9.7 Гидропривод рулевого управления ходовой системы технологической машины

Гидропривод рулевого управления ходовой системы технологической машины предназначен для поворота управляемых колес машины на заданный угол относительно ее продольной оси для осуществления поворота машины при изменении направления ее движения. Гидропривод рулевого управления представляет собой следящую систему - гидроусилитель с гидравлической обратной связью.

Рассмотрим работу следящего гидропривода на примере принципиальной схемы рулевого управления технологической машины (рисунок 9.14).



- 1 - насос (внешний источник энергии); 2 – корпус гидрораспределителя;
 3 - обратная связь; 4 - исполнительный механизм;
 5 - золотник гидрораспределителя; 6 - винт; 7 - рулевое колесо (задающее устройство)

Рисунок 9.14 - Принципиальная схема следящего гидропривода рулевого управления технологической машины

Гидроусилитель рулевого управления состоит из: насоса 1; золотникового гидрораспределителя с отрицательным перекрытием окон его подвижного корпуса 2; рычага 3, выполняющего функцию обратной связи подвижного корпуса 2 со штоком гидроцилиндра 4; рулевой колонки с винтовой передачей 6, преобразующей вращательное движение рулевого колеса 7 в поступательное движение золотника 5. Функцию гидробака выполняет наружный корпус гидроусилителя рулевого управления (на схеме не показан), в котором обязательно устанавливают предохранительный гидроклапан и фильтр для очистки рабочей жидкости. Два штока в гидроцилиндре 4 необходимы для уравнивания объемов его рабочих полостей. Шток гидроцилиндра механически связан с рулевой трапецией, которая представляет собой систему рычагов для одновременного поворота двух управляемых колес машины.

При прямолинейном движении машины все элементы системы рулевого управления находятся в исходном (нейтральном) положении (как показано на рисунке 9.14). Жидкость от насоса 1 проходит через гидрораспределитель через

зазоры, образованные между кромками рабочих поясков золотника 5 и окнами подвижного корпуса 2, и далее - поступает на слив в гидробак.

При этом в обеих полостях гидроцилиндра 4 устанавливается одинаковое давление. При необходимости изменить направление движения машины водитель поворачивает рулевое колесо 7. Связанная с рулевым колесом винтовая передача 6 перемещает золотник гидрораспределителя на величину x , пропорциональную углу поворота рулевого колеса, вызывая рассогласование в системе. При этом поток жидкости от насоса проходит в одну из рабочих полостей гидроцилиндра 4, а из противоположной его полости сливается в гидробак. В полостях гидроцилиндра возникает перепад давлений и его поршень приходит в движение, перемещаясь на величину y и поворачивая управляемые колеса машины через рулевую трапецию. Двигающийся поршень со штоком одновременно перемещает подвижный корпус 2 посредством рычага обратной связи 3. Корпус 2 гидрораспределителя перемещается в том же направлении, что и золотник 5, как бы «догоняя» его, 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 небольшое усилие водителя, прикладываемое к рулевому колесу, преобразуется с помощью гидроусилителя рулевого управления в значительно большее усилие на штоке гидроцилиндра 4, необходимое для поворота колес машины.

9.8 Особенности проектирования, производства, эксплуатации, технической диагностики и ремонта гидроприводов наземных транспортных и технологических машин

При проектировании гидроприводов наземных транспортных и технологических машин необходимо учитывать: особенности конструкций их ходового и рабочего оборудования, которое приводится в движение многодвигательными гидроприводами с автоматизацией управления; широкий диапазон изменяющихся нагрузок на гидродвигателях (по величине и по направлению); работу в условиях переменных температур окружающего воздуха в различные периоды года (от низких – отрицательных температур, в зимний период до высоких значений положительной температуры в летний период года), запыленность, возможную ветровую нагрузку.

При расчете гидроприводов наземных транспортных и технологических машин необходимо задаваться давлением, которое обеспечивает заданное усилие или момент на выходных звеньях рабочего или ходового оборудования. Расход жидкости при этом определяется скоростью или частотой вращения исполнительного механизма и геометрическими размерами гидродвигателей.

Величина рабочего давления определяет размеры элементов объемного гидропривода. Высокое давление позволяет уменьшить размеры машины, однако требует дорогостоящих насосов, гидроаппаратов и высокой герметичности соединений. Следует также учитывать условия прочности

выходных звеньев гидродвигателей на изгиб и кручение при выполнении технологических операций в различных нагрузочных режимах.

Значения рабочего давления для объемных гидроприводов транспортных и технологических машин находятся в пределах 20-40 МПа. Для ходового оборудования – в пределах 35-50 МПа.

Рабочая жидкость для объемного гидропривода выбирается исходя из конкретных условий его эксплуатации. Например, одноковшовые экскаваторы, бульдозеры, автогрейдеры, стреловые самоходные краны, погрузчики эксплуатируются круглогодично, а шнекороторные и плужные снегоочистители, снегопогрузчики, рыхлители мерзлого грунта предназначены для эксплуатации в осенне-зимний и преимущественно зимний период.

Температура внешней окружающей среды оказывает наибольшее влияние на надежность и работоспособность гидропривода.

Для обеспечения работоспособности гидропривода в холодный период года жидкость должна иметь температуру застывания на 10...15°C ниже возможной рабочей температуры, вязкость (значение кинематического коэффициента вязкости) при высокой температуре (до +50°C) - не менее 10 мм²/с, а при отрицательной температуре (до - 40°C) - не более 1500 мм²/с.

Установка гидроагрегатов на машине должна осуществляться с учетом обеспечения удобного доступа к сборочным единицам и элементам объемного гидропривода. Замена агрегатов не должна вызывать необходимости демонтажа соседних конструкций и элементов гидросистемы.

Работающие в гидроприводе объемные гидромашины не должны воспринимать нагрузки от веса присоединительных трубопроводов или усилий, возникающих вследствие упругой деформации трубопроводов.

Во всасывающей гидролинии для насосов должен обеспечиваться необходимый подпор рабочей жидкости. Для этого насосы размещают ниже уровня дна гидробака, чтобы жидкость втекала в насосы самотеком. Либо используют гидробаки, в которых рабочая жидкость для объемного гидропривода находится под избыточным давлением. Длина всасывающего трубопровода для насоса должна быть не более 1 м. Если длина всасывающего трубопровода слишком велика, режим всасывания насоса будет сопровождаться кавитацией, что неизбежно приведет к быстрому разрушению насоса.

Диаметр всасывающего трубопровода должен быть не меньше условного прохода всасывающего отверстия насоса. Скорость течения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе не должна превышать 1,2 м/с. Всасывающий трубопровод должен обладать минимально возможным сопротивлением. Допустимое разрежение во всасывающем трубопроводе должно находиться в пределах 0,02...0,025 МПа.

Сливной трубопровод в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, а также присоединяемый патрубок к насосу подпитки должны иметь размеры, обеспечивающие движение в них рабочей жидкости со скоростью, не превышающей скорость ее движения во всасывающем трубопроводе. В противном случае при сливе в гидробаке образуется масляная эмульсия (смесь

масла и воздуха), которая провоцирует возникновение кавитации в гидросистеме.

Сливной трубопровод должен погружаться в рабочую жидкость в гидробаке, иметь скос под углом 45 градусов.

Минимальное расстояние от дна гидробака до крайней точки среза (кромки) сливного трубопровода должно составлять 2,5 величины его наружного диаметра сливного трубопровода.

Дренажные отверстия, расположенные на корпусах аксиально-поршневых гидромашин, необходимо подключать в верхнем положении для исключения образования камер, заполненных воздухом.

При значительной длине дренажного трубопровода его сечение необходимо увеличивать во избежание повышения давления внутри корпуса гидромашин.

Соединение элементов объемного гидропривода выполняется с помощью стальных трубопроводов или резинометаллических рукавов высокого давления.

Основные требования к монтажу гибких трубопроводов и рукавов высокого давления:

- гибкий трубопровод должен свободно свисать без перегиба;
- изгибы и скручивания гибких трубопроводов и рукавов высокого давления не допускаются;
- во время работы трение трубопроводов друг относительно друга или о другие детали конструкции должно быть исключено;
- длина прямого участка рукава в зоне присоединительной арматуры должна быть не менее шести наружных его диаметров;
- в самой высокой точке трубопровода должно находиться устройство для удаления воздуха.

Особое внимание необходимо уделять правильному монтажу уплотнительных устройств. На поверхностях деталей, сопрягаемых с уплотнениями, не допускаются неровности - риски, забоины, сколы, заусенцы и другие дефекты. Размеры и чистота сопряженных поверхностей должны соответствовать требованиям нормативно-технической документации.

Перед установкой уплотнение, а также поверхности деталей, сопрягаемых с уплотнением, протирают безворсовым тампоном, смоченным в бензине. Затем их сушат при комнатной температуре до полного испарения бензина и смазывают рабочей жидкостью или смазочным материалом, инертным по отношению к материалу уплотнений.

Не допускается: перекося уплотнения или деталей, сопряженных с уплотнением; чрезмерное растяжение, скручивание и механическое повреждение уплотнений. Монтаж уплотнений, в которых отсутствуют специальные заходные фаски, производят с применением специальных монтажных оправок.

Монтаж и демонтаж сборочных единиц и элементов объемного гидропривода проводят в соответствии с инструкцией по его эксплуатации.

Заправка гидросистемы рабочей жидкостью. По окончании монтажных работ в гидросистему заливают рабочую жидкость требуемой марки и в нужном объеме. Содержание воды в ней не допускается. Очистка от механических примесей проводится на специальных установках. Рабочая жидкость фильтруется. Тонкость фильтрации не должна быть больше той, которая указана в инструкции по эксплуатации. Надежность гидропривода напрямую зависит от чистоты рабочей жидкости, поэтому при заправке необходимо предохранять масло от загрязнений на различных технологических этапах. Заправка должна проводиться заправочными станциями с ручным или механизированным приводом. Преимуществом заправочных станций является наличие резервуара, предохраняющего масло от загрязнения в процессе транспортирования, хранения и заливки, приемных и напорных фильтров тонкой очистки, обеспечивающих необходимую тонкость фильтрации при заправке.

Заправка объемного гидропривода делится на три этапа. На первом этапе масло заливается в корпус гидромашины, а воздух удаляется через дренажную систему. Для этого производится подача рабочей жидкости через монтажный трубопровод в нижнюю дренажную точку гидропривода. По мере поступления рабочей жидкости воздух через верхнюю дренажную точку вытесняется в гидробак. На втором этапе осуществляется заливка рабочей жидкости в гидробак до верхнего уровня. На третьем этапе заправляется вся остальная гидросистема. При этом проводят пробные пуски объемного гидропривода на холостых режимах при минимальной частоте вращения приводного вала. Пробные пуски мобильных машин производят с перерывами в течении 15 с при помощи стартера. Контроль за наполнением гидросистемы осуществляется по показаниям уровня масла в гидробаке. После заполнения гидросистемы рабочей жидкостью приводной двигатель запускается на холостом режиме в течении 3...5 мин, после чего производится дозаправка до нужного уровня рабочей жидкостью по метке на указателе гидробака.

В состав гидропривода, в котором работают гидромашины, обязательно должны включаться фильтры для удаления механических частиц с требуемой тонкостью фильтрации, как во время работы, так и при заправке гидросистемы свежей рабочей жидкостью.

Исключительно важно во время работы поддерживать оптимальный температурный режим, который обеспечивается встроенными в гидросистему кондиционерами.

Желательно, чтобы оптимальный температурный интервал рабочей жидкости поддерживался автоматически по сигналам датчиков температуры.

Построить оптимальный процесс технического обслуживания и ремонта при эксплуатации можно, располагая статистическими данными, полученными в процессе стендовых и эксплуатационных испытаний с учётом условий работы гидромашины в гидроприводе.

Для обеспечения своевременного и грамотного диагностирования возникающих неисправностей гидропривод должен быть оснащён достаточным количеством, так называемых измерительных штуцеров, к которым можно

оперативно присоединять измерительную аппаратуру – манометры, датчики давления.

Современные средства технической диагностики, включающие расходомеры, тензометрические датчики давления, сигналы которых записываются в память компьютера, позволяют эффективно анализировать даже быстро протекающие рабочие процессы и выявлять причины отказов и неисправностей, а в некоторых случаях предвидеть возможное наступление отказа.

Анализ результатов инструментальных измерений параметров гидропривода позволяет принимать обоснованные конструкторские решения при модернизации изделия. Тепловой режим работы гидропривода является важным фактором, влияющим на надёжность. Повышение температуры сверх оптимального значения снижает вязкость рабочей жидкости, уменьшает её смазочные свойства, увеличивает вероятность механического износа трущихся поверхностей. Неиспользованная энергия, которая преобразуется в тепло, должна быть удалена из системы охлаждающим устройством.

Зная продолжительность рабочего цикла, тип источника питания и способ управления гидравлической мощностью, можно определить температуру внутри системы, выбрать марку рабочей жидкости и размеры маслоохладителя, который мог бы поддерживать температуру рабочей жидкости в заданных пределах при всех условиях работы.

При отрицательных температурах вязкость рабочей жидкости повышается, что может вызвать во всасывающей магистрали кавитацию. Если гидропривод должен работать в условиях отрицательных температур окружающего воздуха, то необходимо предусмотреть средства, облегчающие возможность запуска, то есть предусмотреть возможность предварительного подогрева рабочей жидкости.

При эксплуатации гидропривода ввиду сложности конструкций объемных гидромашин (насосов и гидромоторов), неизбежно возникают различного рода неисправности, которые необходимо вовремя определять и устранять.

В таблице 9.1 приведены основные виды неисправностей в объемном гидроприводе, их внешние признаки, причины и некоторые способы устранения.

Таблица 9.1 – Основные виды неисправностей в объемном гидроприводе

Основные виды неисправностей	Возможные причины и внешние признаки неисправностей	Способ устранения
Насос не подает жидкость в	Неправильное направление вращения вала насоса	Изменить вращение вала
	В гидробаке недостаток или избыток рабочей жидкости.	Долить жидкость до отметки маслоуказателя
	Засорился всасывающий трубопровод	Прочистить трубопровод
	Полное засорение фильтра или снижение его пропускной способности	Промыть фильтр или заменить его
	Подсос воздуха во всасывающей трубе	Подтянуть соединение

гидросистему нагнетает недостаточном количестве	или в	Износ деталей насоса: подшипников, блока цилиндров, пружин и т.д.	Устранить повреждения или заменить насос
		Вязкость жидкости не соответствует требованиям, указанным в инструкции по эксплуатации.	Заменить рабочую жидкость на соответствующую по инструкции
		Разрушение резиновых уплотнений	Заменить уплотнения
		Ослабленное крепление	Подтянуть крепление
Шум и вибрация в насосе или гидромоторе	или	Низкая пропускная способность фильтра или он полностью засорился	Промыть фильтр или заменить его
		Подсос воздуха во всасывающем трубопроводе	Подтянуть соединения, закрепить трубопровод
		Большое сопротивление во всасывающем трубопроводе насоса. Гидромотор работает в режиме кавитации	Заменить всасывающий трубопровод с малым диаметром на больший, соответствующий диаметру входного отверстия насоса. Устранить причины возникновения кавитации в напорном трубопроводе гидромотора
Чрезмерный перегрев рабочей жидкости в гидросистеме		Износ деталей насоса или гидромотора	Устранить неисправности или заменить гидромашину

II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.3 Рекомендации к выполнению лабораторных работ

Выполнению лабораторной работы должна предшествовать самостоятельная подготовка студентов, при которой каждый студент по методическим указаниям знакомится с заданием на конкретную работу, методикой ее выполнения и описанием устройства и работы гидропривода машины по схеме.

Перед началом лабораторных занятий со студентами проводится инструктаж по технике безопасности.

На лабораторном занятии студенты непосредственно на натурном образце или модели изучают устройство сборочных единиц объемного гидропривода, особенности конструкции отдельных механизмов, их взаимное расположение и выполняемые функции. Особое внимание следует обратить на конструкцию гидропривода рабочих органов и ходового оборудования строительных машин, на особенности установки и крепления их на машине. Затем под руководством преподавателя на лабораторной установке или непосредственно на работающей (в условиях машинного цеха) строительной машине, оснащенной гидроприводом, выполняется эксперимент, в ходе которого необходимо вести записи в рабочей тетради о экспериментальных данных. На основании полученных и записанных в рабочую тетрадь экспериментальных данных, а также в соответствии с заданием и методическими указаниями к лабораторной работе оформляется отчет.

Каждый студент должен к началу очередного занятия оформить индивидуальный отчет о выполненной лабораторной работе. Отчет должен быть составлен так, чтобы для понимания содержания и результатов выполненной работы не требовалось дополнительных устных пояснений. К отчету предъявляется ряд общих требований: полнота информации, четкость построения, краткость и точность формулировок, обоснованность выводов, аккуратность оформления.

Отчеты оформляются рукописно на листах формата А4 (с одной стороны листа, размер листа 210x297 мм). Все записи, формулы и графики выполняются с помощью ручек с пастой синего, фиолетового или черного цвета. Не допускается выполнять записи в отчете с помощью карандаша. Исправления в отчете допускается выполнять с помощью корректора, зачеркивания в отчете не допускаются. Небрежно оформленные отчеты (с большим количеством исправлений, на помятых или испачканных листах, трудночитаемым почерком, с нарушением требований к оформлению и содержанию) к защите не принимаются.

Каждый отчет должен содержать титульный лист (пример оформления титульного листа приведен в приложении) и основную часть.

На каждом листе отчета выполняется рамка с размером 185x287, расположенная всегда вертикально: с отступом от левого края листа 20 мм и с

отступами по 5 мм относительно верхнего, нижнего и левого краев листа. При оформлении отчета необходимо соблюдать следующие размеры полей: левое - не менее 30мм, правое - не менее 10мм, верхнее и нижнее - не менее 15 мм (размеры полей вести от краев листа, а не относительно рамки на листе).

Страницы отчета нумеруются. При этом, на титульном листе номер не ставится, но его следует учитывать при общей нумерации листов.

Основную часть отчета делят на разделы, нумеруемые арабскими цифрами с точкой. При необходимости разделы делят на подразделы, наименования которых записывают с абзаца строчными буквами (кроме первой прописной).

Обязательные структурные части отчета о лабораторной работе:

- Цель лабораторной работы
- Оборудование
- Задание
- Теоретические сведения
- Схема лабораторной установки
- Ход работы
- Выводы

При необходимости в отчет могут быть включены и другие разделы и подразделы.

Раздел «Ход работы» включает: таблицу с экспериментальными данными, формулы с расшифровкой буквенных обозначений, подстановку данных в структуру формул и результаты расчетов с обязательным указанием единиц измерения физических величин, построение графиков зависимостей физических величин по экспериментальным данным.

В конце отчета необходимо записать выводы, которые являются обобщенным результатом наблюдений за экспериментом и результатом анализа графических зависимостей, построенных по экспериментальным данным.

В ходе работы перед каждой новым параметром, необходимо перед формулой привести наименование этого определяемого параметра и расшифровать все физические величины, которые входят в состав уравнения. Для этого в конце формулы ставится запятая и с красной строки после слова «где» приводятся все буквенные обозначения формулы с указанием единиц их измерения. Пример оформления формулы в отчете:

Определяем рабочий объем роторной гидромашины:

$$V_0 = \frac{Q}{n},$$

где Q – расход жидкости, $м^3/с$,

n – частота вращения вала роторной гидромашины, $об/с$.

При оформлении отчета подлежат обязательному применению единицы физических величин, установленные Международной системой единиц СИ.

Между последней цифрой и обозначением единицы измерения физической величины следует оставлять пробел, например, 10 МПа, 100 кВт, 80 %, 20° С.

Исключением являются только единицы, указываемые в виде верхних индексов, например, $35^{\circ}15'$.

Обозначения единиц измерения, входящих в произведение, следует разделять знаками умножения в виде точки. Для указания знака деления в структуре единицы измерения предпочтительно применение косой черты. При этом произведение единиц в знаменателе следует заключать в круглые скобки, например, $85 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

При оформлении экспериментальных и расчетных данных следует придерживаться следующих правил записи чисел:

- точность обработки результатов измерений должна согласовываться с точностью самих измерений;
- следует различать записи приближенных чисел по количеству значащих цифр. Например, запись 2,4 означает, что верны только числа в разряде целых и десятых, а запись 2,40 означает, что верны и сотые доли числа; запись числа 127 означает, что все цифры верны. Если последняя значащая цифра – под сомнением с учетом погрешности эксперимента, тогда должно быть записано число $1,3\cdot 10^2$;
- число, для которого указывается допустимое отклонение, должно иметь последнюю значащую цифру того же разряда, что и последняя цифра отклонения. Например, правильная запись - $17,0 \pm 0,2$ или $6,40 \pm 0,15$; неправильная запись - $17 \pm 0,2$ или $6,40 \pm 0,2$;
- обозначение единиц измерения величины, для которой указано допустимое отклонение, необходимо писать как после численного значения величины, так и после численного значения допустимого отклонения, либо выносить его за скобки. Например, правильно - $50 \text{ В} \pm 1\text{В}$ или $(123,2 \pm 0,3) \text{ Н}$; неправильно - $50 \pm 1\text{В}$ или $123,2 \text{ Н} \pm 0,3$.

При выполнении схем в отчетах соблюдают следующие правила:

- схемы выполняют без соблюдения масштаба, действительное пространственное расположение составных частей объекта учитывают приближенно;
- при выполнении схем применяют условные графические обозначения, установленные стандартами ЕСКД, внешние очертания элементов конструкций выполняют упрощенно;
- при необходимости применяют нестандартные графические обозначения, сопровождая их пояснениями.

Цифровой материал, как правило, должен оформляться в виде таблиц. Таблицу размещают после первого упоминания о ней в тексте. Каждая таблица должна иметь заголовок. Заголовок не подчеркивают. Заголовки граф таблиц должны начинаться с прописных букв, подзаголовки - со строчных, если они составляют одно предложение с заголовком графы, и - с прописных, если они самостоятельные. Таблицы нумеруют последовательно арабскими цифрами. В правом верхнем углу таблицы под соответствующим заголовком помещают надпись "Таблица" с указанием номера таблицы. Если в отчете одна таблица, ее не нумеруют и слово "Таблица" не пишут. Для сокращения текста заголовков и

подзаголовков граф отдельные понятия и величины заменяют их буквенными обозначениями, если они пояснены в тексте отчета. Единицы величин указывают в заголовках или подзаголовках после запятой. Высота строк таблицы должна быть не менее 8мм. Цифры в графах должны проставляться так, чтобы разряды чисел во всей графе были расположены одни под другими. Если цифровые или иные данные в какой-либо строке таблицы не приводят, то в ней ставят прочерк.

Включать в таблицах отдельную графу или строку с наименованием «Единицы физических величин» или помещать графу "№ п.п." не допускается. Заголовки таблиц указывают в единственном числе. Диагональное деление головки таблицы не допускается. Заголовки таблиц должны быть краткими и полностью отражать содержание таблицы.

При построении графиков в отчетах необходимо соблюдать следующие правила:

- значения величин, связанных изображаемой функциональной зависимостью, следует откладывать на осях координат в линейном (рис или нелинейном (например, логарифмическом) масштабах изображения.
- перед построением графика нужно определить, какая из двух величин является независимой переменной, т.е. величиной, значение которой задает сам экспериментатор, и ту величину, которая является функцией - зависит от первой. Соответственно этой логике выбрать систему координат.
- в прямоугольной системе координат независимую переменную (аргумент) следует откладывать на горизонтальной оси X (оси абсцисс), а зависимую от первой величину, которую экспериментатор устанавливает, как функцию - по вертикальной оси Y (оси ординат). Другими словами, по горизонтали откладывается причина (аргумент), а по вертикали - следствие (значение функции).
- при линейном масштабе графика координатные оси должны быть разделены делительными штрихами на равные промежутки, соответствующие выбранному масштабу, и подписаны цифрами с внешней стороны поля графика.
- оси графика должны быть подписаны буквенными обозначениями откладываемых величин и через запятую единицами измерения откладываемых величин. Например: Q, м³/с.
- кривую на графике проводят, не просто соединяя точки, а выбирая преимущественное направление. Кривая должна быть плавной и проходить так, чтобы одинаковое количество точек находилось над кривой и под ней.
- масштаб графика должен выбираться таким образом, чтобы кривая, построенная по точкам, распределилась по всей площади, отведенной для графика.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Цель работы: определить зависимость вязкости жидкости от температуры

Оборудование: вискозиметр Константа ВЗ-246, набор ареометров, мерные емкости, емкости с жидкостями для проведения эксперимента, электрический прибор для подогрева жидкости, электронный термометр, секундомер.

Задание:

1. Изучить теоретические сведения и порядок выполнения эксперимента. Подготовить отчет с таблицей для заполнения экспериментальных и расчетных данных.
2. Определить плотность испытуемых жидкостей при температуре 20 °С.
3. Выполнить измерение времени истечения испытуемой жидкости через установленные в вискозиметре сопла с диаметрами проходных отверстий - 2, 4 и 6 мм, и при различных температурах жидкости в диапазоне от 20 до 80°С.
4. По графику, представленному на рисунке 1.2, определить коэффициенты кинематической вязкости испытуемых жидкостей при температуре 20 °С.
5. Вычислить коэффициенты динамической вязкости для испытуемых жидкостей и относительную погрешность измерения.
6. Результаты эксперимента и расчетные данные оформить в таблицу 1.2.
7. Построить график зависимости времени истечения испытуемой жидкости при различных температурах.

Теоретические сведения

Одним из наиболее важных свойств жидкости для работы гидропривода является вязкость. Вязкость – это свойство жидкости оказывать сопротивление относительному перемещению ее слоев.

Физико-математическое описание вязкости основано на фундаментальной теории, впервые предложенной Исааком Ньютоном в 1687 г.

Согласно закону вязкости (внутреннего трения) Ньютона при прямолинейном движении жидкости сила продольного внутреннего трения F_{μ} , возникающая между двумя соседними слоями, обусловлена действием межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости и определяется равенством:

$$F_{\mu} = \pm \mu \cdot S \frac{du}{dy} \quad (1.1)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости (или динамическая вязкость);
 S – площадь соприкосновения слоев жидкости;

$\frac{du}{dy}$ – градиент скорости (интенсивность изменения величины скорости по нормали к её направлению).

Знак «плюс» или «минус» относится к градиенту скорости $\frac{du}{dy}$ и зависит от выбранного направления отсчета.

Коэффициент динамической вязкости μ представляет собой отношение применяемого напряжения сдвига к скорости сдвига жидкости. Таким образом, коэффициент динамической вязкости является мерой сопротивления истечению или деформации жидкости и имеет размерность в Международной системе единиц (СИ) – $\frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2} = \text{Па}\cdot\text{с}$.

В инженерной практике часто используется и другая характеристика вязкости – коэффициент кинематической вязкости ν . Коэффициенты кинематической и динамической вязкости связаны между собой соотношением:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.2)$$

где ρ – плотность жидкости.

Единица измерения коэффициента кинематической вязкости ν в системе СИ – $\text{м}^2/\text{с}$.

В соответствии с международными стандартами, определяющими классификацию и обозначение масел гидравлических, классы вязкости входят в состав обозначений марок масел и соответствуют определенному интервалу кинематической вязкости с единицей измерения $\text{мм}^2/\text{с}$, называемой *сантистоксом* и обозначаемой – сСт. Единица измерения коэффициента кинематической вязкости – $\text{см}^2/\text{с}$, называется *стоксом*, обозначается – Ст.

Коэффициент динамической вязкости μ зависит от температуры, причем для жидкостей при повышении температуры он убывает, а для газов – возрастает.

Опытное определение вязкости жидкости производится с помощью специальных приборов, называемых вискозиметрами. Существует несколько типов вискозиметров: капиллярные или сосуды с калиброванным отверстием на дне — вискозиметры Энглера (*Engler*), Сейболта (*Saybolt*), Редвуда (*Redwood*); ротационные – с двумя коаксиальными цилиндрами; вискозиметры, основанные на затухании крутильных колебаний маятников в исследуемой жидкости или цилиндров с исследуемой жидкостью; вискозиметры, в которых вязкость жидкости определяется по скорости падения в ней твердого тела (например, стеклянного или металлического шара).

Описание экспериментальной установки

Для определения вязкости различных жидкостей применяется вискозиметр Константа ВЗ-246 с калиброванным отверстием на дне.

Вискозиметр (рисунок 1.1) представляет собой металлический корпус 1 с внутренней поверхностью цилиндрической формы, переходящей снизу в полый

конус, с закрепленным (сменным) соплом 3 из нержавеющей стали. В верхней части вискозиметра расположен фланец 1 с кольцевым желобком для слива излишков испытуемых жидкостей. Сменные сопла закрепляются с помощью прижимной гайки 4. Вискозиметр устанавливается на регулируемом штативе 2. Под сопло вискозиметра устанавливают емкость 5 для сбора вытекающей жидкости.

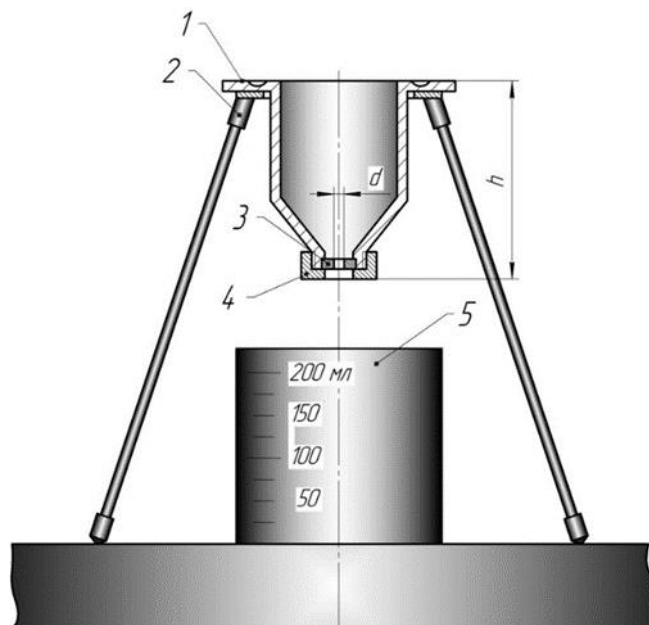


Рисунок 1.1 – Схема установки для измерения вязкости жидкости

Принцип действия вискозиметра основан на определении времени истечения в секундах определенного объема испытуемой жидкости через калиброванное отверстие сопла – условной вязкости испытуемой жидкости при температуре испытаний. При измерении вязкости испытуемая жидкость течет через калиброванное отверстие сопла, причем количество жидкости, протекающее через отверстие насадки вискозиметра, прямо пропорционально времени t и обратно пропорционально кинематическому коэффициенту вязкости ν .

В таблице 1.1 приведены некоторые технические характеристики установки для определения вязкости.

Таблица 1.1 – Технические характеристики вискозиметра Константа ВЗ-246

Наименование и обозначение параметра	Единица измерения параметра	Значение параметра	Предел допускаемой погрешности измерения
Диаметр отверстия сопла, d	мм	2	$\pm 0,012$
		4	$\pm 0,015$
		6	$\pm 0,015$
Глубина отверстия сопла, b	мм	4	$\pm 0,015$
Вместимость резервуара,			

V	см ³ (мл)	100	±1
Диапазон измерения времени истечения жидкости t , для сопла с диаметром:			
2 мм	с	70-300	±3%
4 мм	с	12-200	±3%
6 мм	с	20-200	±3%
Температура измерения условной вязкости жидкости, Т	°С	20	± 0,2
Масса вискозиметра без штатива	кг	0,41	-0,01
Материал резервуара и фланца		сплав Д16	
Материал сопла		сплав 12Х18Н10Т	

Порядок выполнения работы

1. Открыть выходное отверстие сопла и при начале истечения жидкости включить секундомер.
2. В момент первого прерывания струи остановить секундомер и отсчитать время.
3. Повторить измерения по п. 3-6 сразу после окончания предыдущего измерения (без промывки вискозиметра). Выполнить не менее трех измерений при следующих температурах жидкости: 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90°С.

Обработка экспериментальных данных

Конвертировать полученные при стандартной температуре ($20 \pm 0,2$)°С значения условной вязкости (времени истечения испытуемой жидкости) t в секундах в значения кинематической вязкости ν в сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$) можно по графику, приведенному на рисунке 1.2.

Относительную погрешность измерения времени истечения рассчитывают по формуле:

$$C = \pm \frac{t_{\text{cp}} - (0,185\nu + 10)}{t_{\text{cp}}} \cdot 100\%, \quad (1.3)$$

где t_{cp} – среднее арифметическое значение времени истечения испытуемой жидкости, с;

ν - кинематическая вязкость испытуемой жидкости при температуре ($20 \pm 0,2$)°С, сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$).

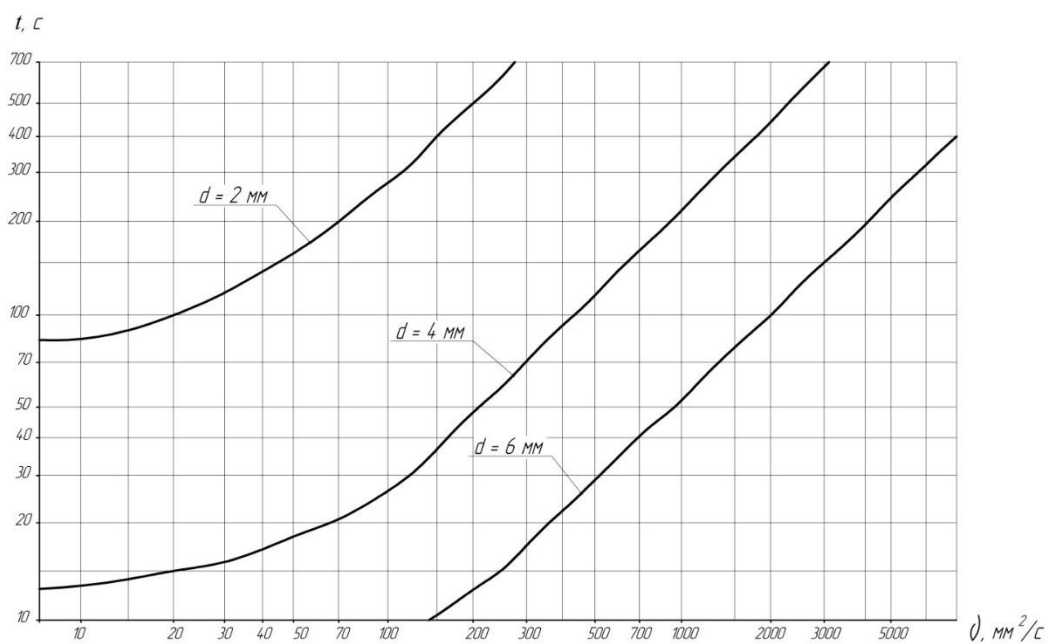


Рисунок 1.2 – Зависимость времени истечения от кинематической вязкости испытуемой жидкости

По зависимости (1.2) определяется коэффициент динамической вязкости μ .

Значение плотности ρ исследуемой жидкости определяется с помощью ареометра.

Все данные измерений и вычислений результатов опытов вносятся в соответствующие графы таблицы 1.2.

По результатам экспериментальных и расчетных данных строится график зависимости вязкости жидкости от температуры.

Таблица 1.2 – Экспериментальные и расчетные данные для определения свойств исследуемой жидкости

Диаметр отверстия сопла d , мм	Температура жидкости T , °C	Время истечения t , с	Среднее арифметическое значение времени истечения $t_{\text{ср}}$, с	Коэффициент кинематической вязкости ν , сСт	Плотность жидкости ρ , кг/м ³	Коэффициент динамической вязкости μ , Па·с	Относительная погрешность измерения S

Контрольные вопросы

1. Что такое вязкость жидкости?
2. Какой физический смысл у коэффициента динамической вязкости жидкости?
3. Какая существует взаимосвязь между коэффициентами динамической и кинематической вязкости?
4. Какие известны единицы измерения коэффициентов кинематической и динамической вязкости жидкости?
5. Назовите основные приборы, с помощью которых определяют коэффициенты кинематической и динамической вязкости жидкости.
6. С помощью какого прибора определяют плотность жидкости?
7. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?

Лабораторная работа № 2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ

Цель работы: определить расход жидкости, вытекающей из резервуара под действием атмосферного и гидростатического давления.

Оборудование: установка по определению расхода жидкости, емкость с жидкостью, измерительная рулетка, мерная емкость, секундомер.

Задание:

1. Вычертить конструктивную схему экспериментальной установки и таблицу для заполнения экспериментальных и расчетных данных;
2. Выполнить эксперименты по определению расхода жидкости, вытекающей из резервуара под действием атмосферного и гидростатического давления вышележащих слоев при различных их уровнях относительно дна. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу.
3. Построить график зависимости расхода жидкости от высоты столба вышележащих слоев – расстояния между поверхностью уровня жидкости и дном резервуара.

Теоретические сведения

На жидкость постоянно воздействуют внешние силы, которые разделяют на массовые и поверхностные.

Массовые: силы тяжести и инерции. Сила тяжести в земных условиях действует на жидкость постоянно, а сила инерции только при сообщении объему жидкости ускорений (положительных или отрицательных).

Поверхностные: обусловлены воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или воздействием других тел.

Рассмотрим сосуд, наполненный жидкостью. Если выделить в нем бесконечно малый объем жидкости, то на этот объем будут действовать силы со стороны соседних таких же бесконечно малых объемов (рисунок 2.1). Кроме этого на свободную поверхность жидкости действует сила атмосферного давления $P_{атм}$ и силы со стороны стенок сосуда.

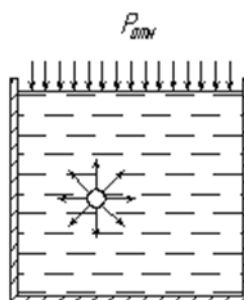


Рисунок 2.1 - Поверхностные силы

Если на жидкость действует какая-то внешняя сила, то говорят, что жидкость находится под давлением. Обычно для определения давления жидкости, вызванного воздействием на нее поверхностных сил, применяется формула

$$P = \frac{F}{S}, \quad (\text{Па}),$$

где F - сила, действующая на жидкость, Н;
 S - площадь, на которую действует эта сила, м².

Если давление P отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным давлением* $P_{абс}$. Если давление отсчитывают от атмосферного, то оно называется *избыточным* $P_{изб}$. Атмосферное давление постоянно $P_a = 103$ кПа (рисунок 2.2).

За единицу измерения давления в Международной системе единиц (СИ) принят паскаль (Па) – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м²:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

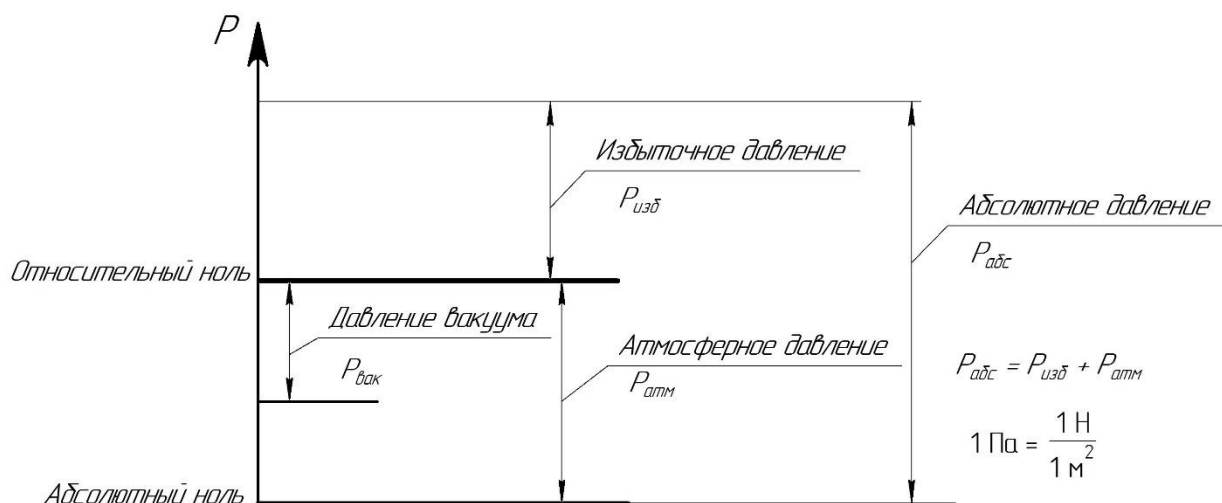


Рисунок 2.2 - Схема к определению давлений

Существуют производные единицы измерения давления: "кПа" (килопаскаль), "МПа" (мегапаскаль). В технике в настоящее время продолжают применять некоторые несистемные единицы измерения давления: атмосферы (атм), бары (bar):

$$0,1 \text{ МПа} = 0,987 \text{ атм} \approx 1 \text{ атм} = 1,013 \text{ бар}.$$

В покоящейся жидкости всегда присутствует сила давления, которая называется *гидростатическим давлением*.

Жидкость оказывает силовое воздействие на дно и стенки сосуда. Частицы жидкости, расположенные в верхних слоях сосуда (или резервуара), испытывают меньшие силы сжатия, чем частицы жидкости, находящиеся у дна.

На дно резервуара, заполненного жидкостью, действует сила P равная весу налитой жидкости

$$G = \gamma V,$$

т.е. $P = G.$

Если эту силу P разделить на площадь дна резервуара S_{abcd} , то мы получим *среднее гидростатическое давление*, действующее на дно резервуара.

$$P_{ср} = \frac{P}{S_{abcd}}$$

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, когда на нее действует только одна массовая сила - сила тяжести, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Это уравнение называется *основным уравнением гидростатики*.

Пусть жидкость содержится в сосуде (рисунок 2.3) и на ее свободную поверхность действует давление P_0 .

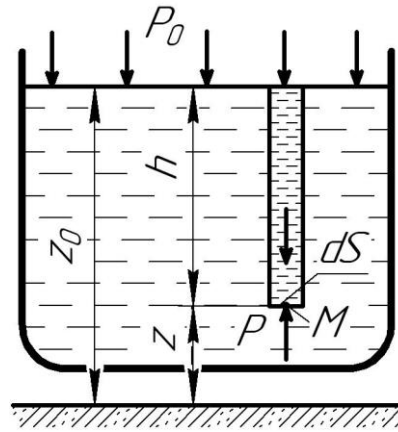


Рисунок 2.3 - Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Найдем гидростатическое давление P в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h . Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем жидкости высотой h . Рассмотрим условие равновесия указанного объема жидкости, выделенного из общей массы жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т.е. вверх.

Запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикальную ось:

$$PdS - P_0 dS - \rho gh dS = 0$$

Последний член уравнения представляет собой вес жидкости, заключенный в рассматриваемом вертикальном цилиндре объемом hdS . Силы давления по боковой поверхности цилиндра в уравнение не входят, т.к. они перпендикулярны к этой поверхности и их проекции на вертикальную ось равны нулю. Сократив выражение на dS и перегруппировав члены, найдем

$$P = P_0 + \rho gh . \quad (2.1)$$

Полученное уравнение (2.1) называют *основным уравнением гидростатики*. По нему можно посчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления P_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Из основного уравнения гидростатики видно, что какую бы точку в объеме всего сосуда мы не взяли, на нее всегда будет действовать давление, приложенное к внешней поверхности P_0 . Другими словами давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Это положение известно под названием *закона Паскаля*.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня. В обычных условиях поверхности уровня представляют собой горизонтальные плоскости.

На рисунке 2.4 представлена схема экспериментальной установки для определения расхода жидкости, которая вытекает из резервуара под действием атмосферного и гидростатического давления вышележащих слоёв.

Установка (см. рисунок 2.4) состоит из основного резервуара 1 с жидкостью, снабженного краном 4 (с диаметром выходного отверстия 7,5 мм), вспомогательного резервуара 2, установленного с возможностью обеспечивать постоянный уровень жидкости h_n в основном резервуаре, мерного сосуда 3 с объемом 0,5 л. Для измерения времени вытекания жидкости из резервуара в мерный сосуд используется секундомер.

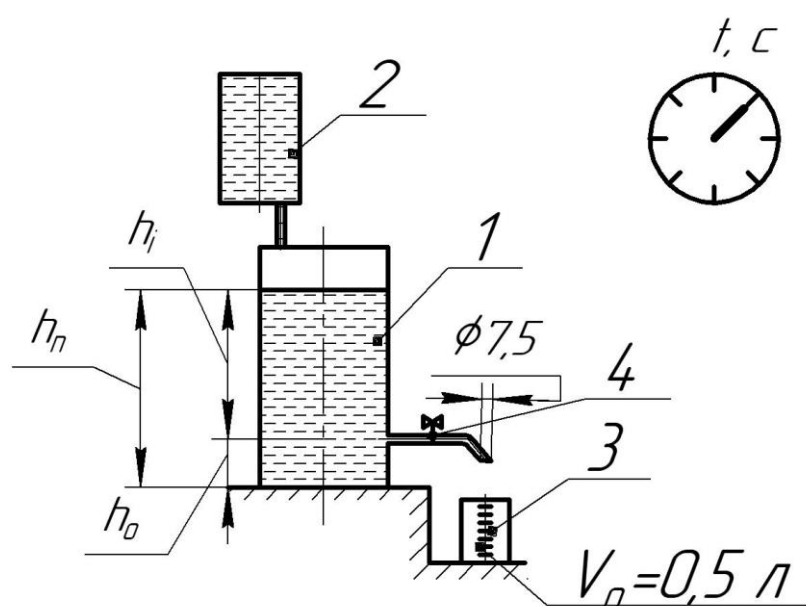


Рисунок 2.4 – Схема экспериментальной установки

Расход жидкости, вытекающей из крана 4 основного резервуара 1 определяется по формуле:

$$Q_H = \frac{V_0}{t}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.2)$$

где V_0 – объем жидкости, проходящий через сечение выходного отверстие крана за определенный промежуток времени, м^3 (равный объему мерного сосуда – 0,5 л);

t – измеряемый с помощью секундомера промежуток времени, с.

Для определения скорости протекающей жидкости можно воспользоваться уравнением:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2}, \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где d – диаметр выходного отверстия крана, м;
 S – площадь проходного сечения крана, м^2 .

Максимальное давление в нагнетающей патрубке насоса возможно – 2,5 атм.

Расход жидкости через кран (при условии нахождения жидкости в резервуаре под атмосферным давлением) возможно также определить по уравнению

$$Q = S_o \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (2.3)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от формы и геометрических параметров выходного отверстия крана;

ΔP – перепад давлений на входе и выходе из отверстия крана, Па;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При этом из основного уравнения гидростатики $\Delta P = \rho g h_i$. Следовательно,

$$Q = S_o \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = S_o \mu \sqrt{\frac{2\rho g h_i}{\rho}} = S_o \mu \sqrt{2g h_i} = k \sqrt{h_i}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.4)$$

где $k = S_o \mu \sqrt{2g}$ – постоянная величина для данной экспериментальной установки.

Из уравнения (2.4) следует, что расход жидкости Q , вытекающей под действием атмосферного и гидростатического давления, представляет собой функцию от высоты столба вышележащих слоев $Q = F(h_i)$ и имеет вид ветви параболы, наклоненной на 90 градусов относительно оси ординат $Y(Q)$ и расположенной в первом квадранте координатной плоскости:

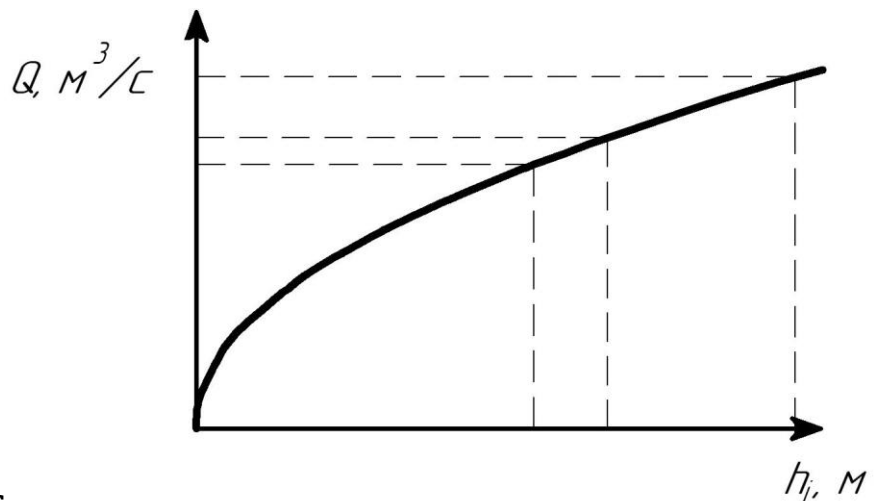


Рисунок 2.5 – Зависимость расхода от высоты столба вышележащих слоев жидкости в резервуаре (теоретическая зависимость)

Порядок выполнения работы

1. Измерить плотность испытуемой жидкости с помощью ареометра, результат измерения записать в таблицу.
2. Определить величину атмосферного давления с помощью барометра.
3. Наполнить основной резервуар и вспомогательный сосуд испытуемой жидкостью.
4. Измерить уровень столба жидкости в основном резервуаре с помощью мерной рулетки или линейки.
5. Установить мерный сосуд под краном и приготовить секундомер.
6. Открыть кран и начать измерение времени заполнения жидкостью мерной емкости.
7. Опыт повторить при различных уровнях столба жидкости вышележащих слоев в основном резервуаре. Выполнить не менее 7 измерений.
8. Результаты измерений записать в таблицу.
9. По результатам экспериментальных и расчетных данных построить график зависимости расхода жидкости Q от высоты столба вышележащих слоев h_i .
10. Сравнить график, построенный по экспериментальным данным, с теоретической зависимостью.

Обработка экспериментальных данных

Экспериментальные и расчетные данные оформляются в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Экспериментальные и расчетные данные по определению зависимости расхода жидкости от высоты столба вышележащих слоев

Номер опыта	Скорость прохождения жидкости через выходное отверстие крана $v, \frac{м}{с}$	Время наполнения мерной емкости $t, с$	Коэффициент К	Плотность жидкости $\rho, кг/м^3$	Площадь проходного сечения крана, $S, м^2$	Расход жидкости, $Q, м^3/с$	Высота столба, $h_1, м$	Давление в точке (на уровне крана) внутри объема вытекающей жидкости, $P_1, Па$

Контрольные вопросы

1. Какие внешние силы действуют на жидкость, находящуюся в резервуаре в состоянии покоя?
2. Что такое расход жидкости?
3. Как экспериментально возможно определить расход жидкости?
4. Что называется гидростатическим давлением?
5. Что можно определить с помощью основного уравнения гидростатики.
6. Как определяется скорость движения жидкости?
7. Что такое избыточное давление?
8. Что такое гидростатическое давление?
9. Как определить среднее гидростатическое давление, действующее на дно резервуара с жидкостью?

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА РОТОРНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Цель работы: определить рабочий объем роторной гидромашины.

Оборудование: установка для определения рабочего объема роторной гидромашины.

Задание:

1. Вычертить схему установки для определения рабочего объема роторной гидромашины.
2. Выполнить эксперимент по определению рабочего объема роторной гидромашины

3. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в отчет.
4. Полученный в результате эксперимента рабочий объем роторной гидромашины сравнить с паспортным значением.

Теоретические сведения

Гидромашины, в которых подвижные элементы совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное, или вращательное и возвратно-поворотное движения, называются роторными. К ним относятся - радиально-поршневые и аксиально-поршневые, шестеренные, пластинчатые насосы и гидромоторы.

Рабочий объем роторной гидромашины - это объем жидкости, вытесняемый из гидромашины в напорный трубопровод за один оборот вала ротора, определяется по формуле:

$$V_0 = \frac{Q}{n} = \frac{V}{t \cdot n} \quad (3.1)$$

где Q – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$,

V – объем жидкости, вытесняемой из роторной гидромашины в мерный гидробак, м^3 ;

t – промежуток времени, с;

n – частота вращения вала роторной гидромашины, об/с.

Теоретическое значение рабочего объема роторной гидромашины возможно определить по формулам, учитывающим геометрические особенности рабочих камер внутри гидромашины. И для каждого типа конструкции роторной гидромашины определяется индивидуальная формула для расчета рабочего объема. Реальный (фактический) рабочий объем роторной гидромашины зависит от объемного КПД, то есть от степени износа внутренних стенок рабочих камер. Следовательно, фактический рабочий объем роторной гидромашины является величиной индивидуальной для каждой гидромашины и непостоянной, т.к. зависит от технического состояния внутренних поверхностей деталей.

Экспериментально рабочий объем роторной гидромашины устанавливают при условии отсутствия нагрузки во входном и выходном трубопроводах, подключенных к гидромашине.

На рисунке 3.1 представлена схема установки для определения рабочего объема роторной гидромашины. Установка включает роторную гидромашину Н1 (роторный насос), подключенный к электродвигателю Д, гидробак основной Б1 и мерный гидробак Б2 для измерения рабочего объема роторной гидромашины, секундомер t .

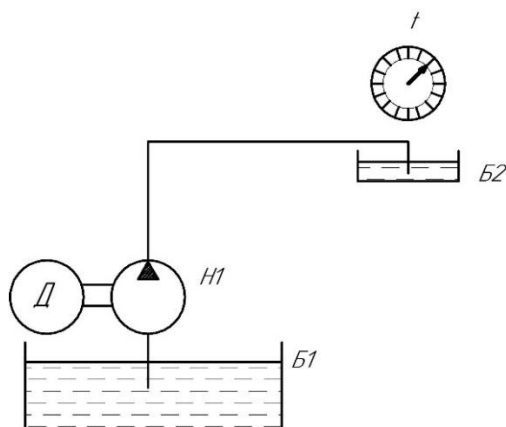


Рисунок 3.1 – Установка для определения рабочего объема роторной гидромашины

Для измерения рабочего объема роторной гидромашины необходимо включить установку, измерить время t заполнения мерного гидробака Б2 жидкостью до верхней отметки. Опыт повторить 3 раза и по средним значениям экспериментальных данных по формуле 3.1 определить рабочий объем роторной гидромашины. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу 3.1. Полученный рабочий объем роторной гидромашины сравнить с паспортным значением по технической характеристике.

Таблица 3.1 – Экспериментальные и расчетные данные по определению рабочего объема роторной гидромашины

№ опыта	Время заполнения мерного гидробака t , с	Объем жидкости в мерном гидробаке V , м ³	Частота вращения вала приводного двигателя n , об/с	Рабочий объем роторной гидромашины V_0 , м ³ /об
1				
2				
3				

Контрольные вопросы

1. Что называется роторной гидромашинной?
2. Как определяется рабочий объем роторной гидромашины?
3. Как влияет гидравлическая нагрузка в трубопроводах, подключенных к роторной гидромашине, на определение ее рабочего объема?
4. Как определить теоретическое значение рабочего объема роторной гидромашины?
5. Какие факторы влияют на фактическое значение рабочего объема роторной гидромашины?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Цель работы: изучить конструктивные особенности гидроцилиндров, применяемых в объемных гидроприводах технологических машин, определить их основные расчетные параметры

Задание:

1. Изучить конструкции гидроцилиндров, их возможные варианты установки и крепления на несущих частях рабочего оборудования строительной машины, по разобраным образцам конструкций и методическим указаниям.
2. Определить технико-эксплуатационные параметры гидроцилиндра рабочего оборудования строительной машины: давление в штоковой и нештоковой полостях соответственно – $P_{ш}$ и $P_{нш}$, скорости выдвижения и втягивания штока соответственно – $v_{выдв}$ и $v_{втяг}$ по вариантам исходных данных (таблица 4.1).

Основные теоретические сведения

Гидроцилиндр представляет собой объемный гидродвигатель, в котором выходное звено (шток) совершает возвратно-поступательное движение.

Гидроцилиндр позволяет преобразовать гидравлическую энергию потока жидкости, поступающую по трубопроводу в его корпус от насоса, в механическую энергию выходного звена, функцию которого может выполнять шток или плунжер.

В гидроцилиндрах одностороннего действия жидкость под давлением поступает только в одну полость гидроцилиндра, а возврат штока в исходное положение осуществляется под действием пружины, установленной в противоположной полости, либо за счет силы тяжести или внешнего воздействия нагрузки на шток.

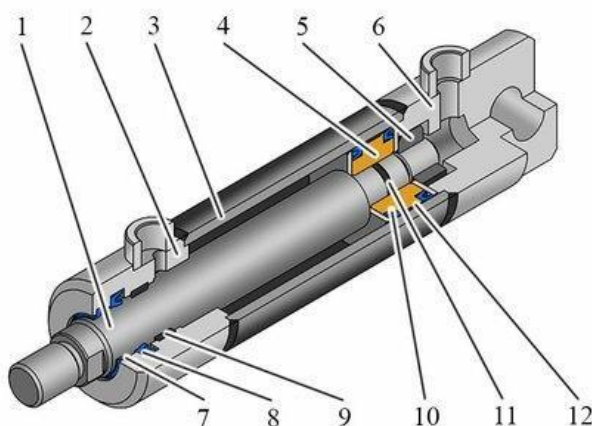
В гидроцилиндрах двухстороннего действия возвратно-поступательное движение штока осуществляется под действием рабочей жидкости, поочередно нагнетаемой в обе полости гидроцилиндра.

Гидроцилиндры двухстороннего действия имеют две рабочие полости, разделенные поршнем, в которые по двум разным трубопроводам подводится жидкость. Гидроцилиндры двухстороннего действия могут передавать развиваемое усилие на штоке как в прямом, так и в обратном направлениях.

Устройство гидроцилиндра двухстороннего действия рассмотрим на примере самой распространенной конструкции с одним штоком (рисунок 4.1).

Принцип работы гидроцилиндра двухстороннего действия рассмотрим по рисунку 4.2. Рабочая жидкость от насоса по трубопроводам через штуцеры, приваренные к крышкам гидроцилиндра, поступает в одну из полостей (нештоковую или штоковую). Из противоположной полости жидкость вытесняется поршнем по сливному трубопроводу в гидробак.

При поступлении жидкости в нештоковую полость шток гидроцилиндра выдвигается, при необходимости преодолевая усилие нагрузки. При поступлении рабочей жидкости в штоковую полость шток гидроцилиндра втягивается внутрь корпуса.



1 – шток; 2 - передняя крышка; 3 – гильза; 4 - [поршень](#); 5 – гайка; 6 - задняя крышка ; 7 – грязесъемник; 8 - манжета штоковая; 9 - [кольцо направляющее](#) штоковое; 10 - манжета поршневая; 11 - кольцо резиновое; 12 - кольцо направляющее поршневое

Рисунок 4.1 – Конструкция гидроцилиндра двустороннего действия с одним штоком

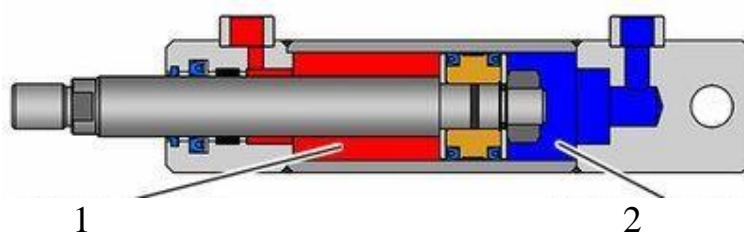


Рисунок 4.2 – Рабочие полости гидроцилиндра двухстороннего действия с одним штоком

При поступлении жидкости в нештоковую полость усилие, развиваемое гидроцилиндром, можно вычислить по формуле:

$$F = p \frac{\pi D^2}{4}$$

где p – давление рабочей жидкости, поступающей в полость гидроцилиндра, МПа;

D – диаметр поршня гидроцилиндра, м.

При поступлении жидкости в штоковую полость эффективная площадь изменится, из площади поршня необходимо вычесть площадь штока.

$$F = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

где d – диаметр штока, м.

Герметичность рабочих камер гидроцилиндра обеспечивается манжетными уплотнениями, которые препятствуют перетеканию жидкости из полости с высоким давлением в полость с низким давлением.

В крышке гидроцилиндра также устанавливают манжету для уплотнения штока, и грязесъемник для предотвращения попадания частиц загрязнения из внешней окружающей среды во внутренние полости гидроцилиндра.

В гидроцилиндре с двухсторонним штоком усилие и скорость перемещения поршня со штоком при прямом и обратном ходе будут различными. Если необходимы одинаковые усилия или одинаковые скорости перемещения выходных звеньев, тогда используют гидроцилиндр с двумя штоками.

На рисунке 4.3 приведена конструкция гидроцилиндра, поршень которого жестко связан с двумя штоками.

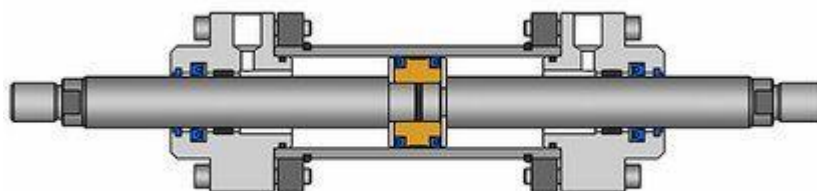


Рисунок 4.3 – Гидроцилиндр с двумя штоками

Конструкция плунжерного гидроцилиндра представлена на рисунке 4.4.

В плунжерном гидроцилиндре жидкость воздействует на плунжер, расположенный в рабочей камере. При этом плунжер способен передавать только усилие со стороны жидкости, подаваемой в рабочую полость гидроцилиндра (усилие сжатия). Скорость перемещения плунжера будет зависеть от диаметра плунжера и расхода жидкости, поступающей в рабочую камеру гидроцилиндра.

Обратный ход осуществляется за счет внешних сил или силы тяжести.

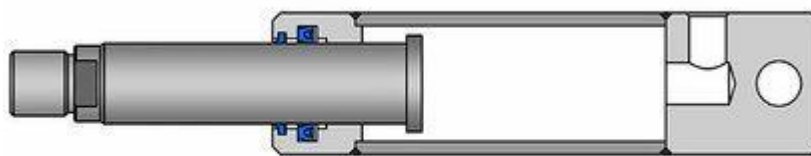


Рисунок 4.4 – Плунжерный гидроцилиндр

Гидроцилиндр с пружинным возвратом представлен на рисунке 4.5. Жидкость подается только в одну полость – нештоковую.

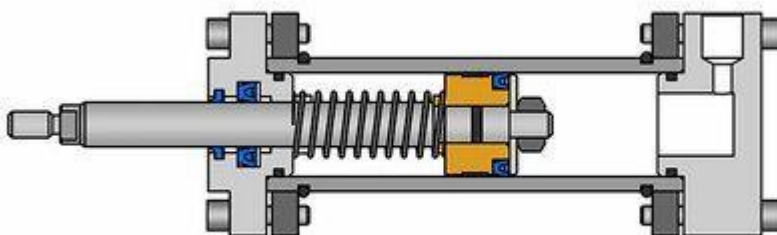


Рисунок 4.5 - Гидроцилиндр с пружинным возвратом

При поступлении рабочей жидкости в нештоковую полость осуществляется рабочий ход, пружина, расположенная в штоковой полости сжимается - шток выдвигается.

Обратный ход осуществляется за счет усилия пружины, нештоковая полость при этом соединяется со сливом. Пружина может устанавливаться как в нештоковой, так и в штоковой полостях.

Конструкция телескопического гидроцилиндра одностороннего действия представлена на рисунке 4.6.

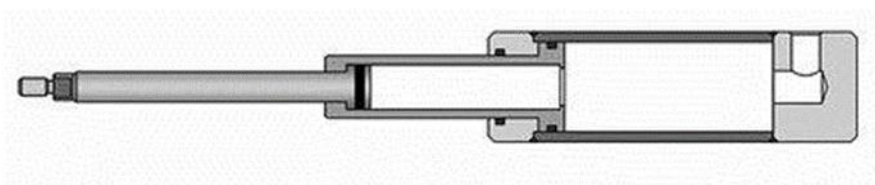


Рисунок 4.6 – Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия

В телескопических гидроцилиндрах один шток размещен в полости другого штока. Это позволяет получить большую величину перемещения выходного звена при неизменных габаритах, так как в телескопических цилиндрах ход может превышать длину гильзы.

Рабочая жидкость подводится в полость гидроцилиндра через заднюю крышку. Секции выдвигаются последовательно - в первую очередь движение начнет секция с наибольшей эффективной площадью, затем с меньшей. Скорость при выдвигении каждой последующей секции будет увеличиваться, а усилие падать, в связи уменьшением эффективной площади. По этой причине

расчетным должно быть усилие на секции с минимальной эффективной площадью.

Обратный ход осуществляется под действием внешних сил.

На рисунке 4.7 представлен телескопический гидроцилиндр двухстороннего действия.

Подвод рабочей жидкости в представленной на рисунке 4.7 конструкции осуществляется через шток.

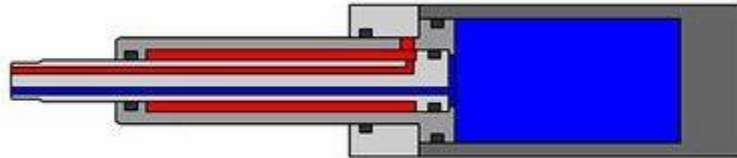


Рисунок 4.7 – Телескопический гидроцилиндр двухстороннего действия

Выдвижение секций, осуществляется в том же порядке, что и в телескопических гидроцилиндрах одностороннего действия.

Обратный ход обеспечивается подводом рабочей жидкости в штоковую полость, нештоковая полость при этом соединяется со сливом.

Несмотря на огромное разнообразие конструкций гидроцилиндров существуют типовые решения, применяемые при их проектировании.

Крышки гидроцилиндра могут крепиться к корпусу одним из следующих способов: с помощью наружной или внутренней резьбы, с помощью болтов или шпилек, одна из крышек может быть приварена к корпусу, вторая – отвинчиваться, образуя разъемное соединение.

Шток и поршень уплотняются манжетами или резиновыми кольцами, которые препятствуют перетеканию масла из полостей гидроцилиндра.

На хвостовике штока выполняется резьба для накручивания гайки, с помощью которой фиксируется поршень на штоке.

В крышке, которая установлена со стороны штока, выполняется отверстие для грязесъемника, очищающего шток от загрязнения.

Давление в нештоковой и штоковой полостях гидроцилиндра определяется по формулам:

$$p_{\text{нш}} = \frac{4F_i}{\pi D^2 \eta_{\text{гц}}}$$
$$p_{\text{ш}} = \frac{4F_i}{\pi (D^2 - d^2) \eta_{\text{гц}}}$$

где $\eta_{\text{гц}}$ - полный КПД гидроцилиндра определяется произведением объемного КПД η_0 и гидромеханического $\eta_{\text{мц}}$:

$$\eta_{\text{гц}} = \eta_0 \eta_{\text{мц}}$$

Скорость перемещения штока гидроцилиндра в зависимости от

направления движения (внутри корпуса – на втягивание или наружу из корпуса – на выдвигание) определяется по формулам:

$$v_{\text{втяг}} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$v_{\text{выдв}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}$$

Таблица 4.1 Исходные данные к расчету

Параметры	Варианты задания								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Нагрузка на штоке гидроцилиндра, F_1 , кН	10	9	8	7	6,5	5	7,5	8	8,5
Диаметр поршня гидроцилиндра D , мм	100	110	125	80	90	70	140	63	56
Диаметр штока гидроцилиндра d , мм	80	90	90	56	63	56	80	40	32
Механический КПД гидроцилиндра $\eta_{\text{мц}}$	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97
Объемный КПД гидроцилиндра η_o	0,98	0,98	0,99	0,99	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99
Расход жидкости, подаваемый в полость гидроцилиндра Q , л/мин	70	60	50	40	30	55	45	25	28

Контрольные вопросы

1. Поясните конструктивные особенности гидроцилиндров двухстороннего действия: с одним и двумя штоками, телескопических.
2. Какие параметры являются определяющими для выбора гидроцилиндра при конструировании строительных машин?
3. Какие возможны варианты крепления крышек к корпусу гидроцилиндра?
4. Для чего предназначены, как устроены и где размещены в гидроцилиндре грязесъемники?

5. Какие параметры влияют на величину давления в рабочих полостях гидроцилиндров?

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы: изучить устройство и определить основные параметры аксиально-поршневых гидромашин, применяемых в конструкциях объемных гидроприводов технологических машин.

Оборудование: аксиально-поршневые насосы и гидромоторы, основные сборочные единицы и детали их конструкций, штангенциркуль.

Задание:

1. Изучить особенности конструкций аксиально-поршневых объемных гидромашин по методическим указаниям.
2. Вычертить конструктивную схему аксиально-поршневой гидромашин по указанию преподавателя, описать в отчете ее принцип работы.
3. Рассмотреть образцы аксиально-поршневых насосов и гидромоторов, их сборочных единиц и деталей в разобранном виде.
4. Выполнить расчеты по определению основных параметров аксиально-поршневых гидромашин по вариантам.
5. Результаты расчетов оформить в отчет.

Таблица 5.1 – Исходные данные к расчету основных параметров аксиально-поршневых гидромашин по вариантам

Параметры	Обозначение	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Рабочий объем, см ³ :											
насоса	$V_{он}$	10	16	20	32	40	50	63	80	100	125
гидромотора	$V_{ом}$	12,5	25	32	40	63	80	100	125	160	200
Частота вращения вала, с ⁻¹											
насоса	n_n	25	30	25	25	17	18	30	27	17	35
гидромотора	n_m	20	25	30	17	12	16	28	25	20	30
Перепад давлений рабочей жидкости, МПа:											
на насосе	Δp_n	10	12	16	6,3	20	25	15	16	22	27

на гидромоторе	Δp_m	12	14	18	8	25	27	20	22	25	30
КПД гидромеханический:											
насоса	$\eta_{гмн}$	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,89
гидромотора	$\eta_{гмм}$	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,95	0,94	0,97	0,92
КПД объемный											
насоса	$\eta_{он}$	0,96	0,92	0,97	0,95	0,88	0,89	0,91	0,87	0,93	0,94
гидромотора	$\eta_{ом}$	0,76	0,79	0,80	0,81	0,82	0,79	0,75	0,83	0,78	0,75

Краткие теоретические сведения

Объемной гидромашинной называется гидроустройство, предназначенное для преобразования механической энергии рабочей среды в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснения ее из рабочей камеры.

Под рабочей камерой понимается пространство объемной гидромашинной, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Объемная гидромашинная, предназначенная для преобразования энергии входного звена (вала) в энергию потока рабочей среды (жидкости), называется объемным насосом.

Гидромотором называется объемная гидромашинная, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды (жидкости) в энергию выходного звена (вала гидромотора).

Существуют обратимые объемные гидромашинные, предназначенные для работы как в режиме объемного насоса, так и в режиме гидромотора – насос-моторы.

В конструкциях гидроприводов строительных и дорожных машин широко применяются аксиально-поршневые объемные насосы и гидромоторы.

Аксиально-поршневой называется гидромашинная, в которой оси поршней параллельны оси блока цилиндров или расположены к оси блока под углом не более 45° .

К положительным качествам аксиально-поршневых гидромашин следует отнести:

- высокое рабочее давление (35...70 МПа);
- быстроходность (80...550 с⁻¹);
- малую металлоемкость (0,5...0,6 кг/кВт);
- широкий диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора (1:100 – при переменных и 1:1000 – при постоянных нагрузках);
- возможность работы гидромоторов на низких частотах вращения (до 0,01 с⁻¹);
- большую долговечность (до 12000ч);
- высокое быстродействие (изменение подачи от нулевой до максимальной и наоборот за 0,04...0,08 с);

- низкие эксплуатационные затраты и быструю окупаемость.

На рисунке 2.1 представлен один из вариантов конструкций аксиально-поршневой гидромашины (с наклонным диском).

Аксиально-поршневая гидромашинa с наклонным диском – представляет собой конструкцию, в которой вал и блок цилиндров расположены на одной оси, а поршни связаны с торцевой поверхностью диска, наклоненного к этой оси (см. рисунок 2.1).

Аксиально-поршневая гидромашинa с наклонным блоком цилиндров – это гидромашинa, у которой оси выходного звена (вала) и блока цилиндров пересекаются.

В процессе работы объемной гидромашины каждая ее рабочая камера поочередно сообщается с линией низкого и высокого давления, - т.е. со всасывающей и нагнетательной линиями, а у двигателей – с линией высокого давления и с линией слива.

Величина развиваемого насосом давления зависит от сопротивления потребителя (гидродвигателя) и соединительных трубопроводов.

Величина потребляемого гидродвигателем давления рабочей жидкости зависит от величины реализуемой им нагрузки на выходном звене.

Главным геометрическим параметром объемных гидромашин является рабочий объем.

Рабочим объемом насоса называется разность наибольшего и наименьшего значений его замкнутого объема за оборот вала. Фактически рабочий объем представляет собой объем вытесненной из насоса рабочей жидкости за один оборот его вала, и измеряется в сантиметрах кубических за один оборот – см³/об.

При этом существуют гидромашины с регулируемым (изменяемым) и нерегулируемым (постоянным) рабочим объемом.

Количество рабочей жидкости, подаваемой насосом в систему за единицу времени, называется его подачей.

Если известен рабочий объем насоса $V_{он}$ и частота вращения его вала n_n , его идеальную подачу можно определить по формуле:

$$Q_{ин} = V_{он} \cdot n_n \quad (5.1)$$

В связи с тем, что между подвижными элементами насоса имеют место утечки рабочей жидкости, фактическая подача будет всегда меньше идеальной, т.е

$$Q_n = V_{он} \cdot n_n \cdot \eta_{он} \quad (5.2)$$

где $\eta_{он} = \frac{Q_n}{Q_{ин}} = \frac{Q_{ин} - Q_{ун}}{Q_{ин}}$ - объемный КПД насоса,

$Q_{ун}$ - величина утечек через зазоры в насосе.

Мощность, необходимую для привода насоса определяют по формуле

$$N_n = \frac{Q_n \cdot \Delta p_n}{\eta_n} \quad (5.3)$$

где p_H – величина давления на выходе из насоса;
 $\eta_{\text{нмех}}$ – гидромеханический КПД насоса.

Необходимый крутящий момент для привода вала насоса определяется по зависимости:

$$M_H = \frac{V_{\text{он}} \cdot \Delta p_H}{2\pi \cdot \eta_{\text{ГМН}}} \quad (5.4)$$

где Δp_H - перепад давления в насосе;
 $\eta_{\text{ГМН}}$ – гидромеханический КПД насоса.

Полный КПД насоса рассчитывается по формуле

$$\eta_H = \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{ГМН}} \quad (5.5)$$

Частота вращения вала гидромотора определяется

$$n_M = \eta_{\text{ом}} \cdot \frac{Q_M}{V_{\text{ом}}} \quad (5.6)$$

где Q_M - расход рабочей жидкости на входе в гидромотор;
 $V_{\text{ом}}$ - рабочий объем гидромотора;
 $\eta_{\text{ом}}$ - объемный КПД гидромотора.

Объемный КПД гидромотора может быть определен по формуле

$$\eta_{\text{ом}} = \frac{Q_M - Q_{\text{ум}}}{Q_M} \quad (5.7)$$

где $Q_{\text{ум}}$ - объем утечек в гидромоторе.

Энергетическое качество гидромотора характеризуется его полным КПД, который определяется как отношение величины мощности на его выходном валу $N_{\text{М Вых}}$ к величине мощности выходного потока рабочей жидкости $N_{\text{М Вх}}$, т.е.

$$\eta_M = \frac{N_{\text{М Вых}}}{N_{\text{М Вх}}} = \frac{M_M \cdot \omega_M}{\Delta p_M \cdot Q_M} = \frac{2M_M \cdot \pi \cdot n_M}{\Delta p_M \cdot Q_M} \quad (5.8)$$

где M_M – крутящий момент на валу гидромотора;
 ω_M - угловая скорость вращения вала гидромотора.

Крутящий момент на валу гидромотора определяется из соотношений

$$M_M = \frac{\eta_{\text{ГММ}} \cdot V_{\text{ом}} \cdot \Delta p_M}{2\pi} \quad (5.9)$$

где Δp_M - перепад давления в гидромоторе;
 $\eta_{\text{ГММ}}$ – гидромеханический КПД гидромотора

Полный КПД гидромотора рассчитывается по формуле

$$\eta_M = \eta_{OM} \cdot \eta_{ГММ} \quad (5.10)$$

Различают аксиальные гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.

На рисунке 5.1 изображена конструкция аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском в разобранном виде. На валу гидромашины выполнены шлицы для подключения к приводному двигателю или трансмиссии. Поршни с подпятниками установлены в отверстия нажимного диска с возможностью скольжения по поверхности опорного диска во время работы сборочной единицы в составе рабочей конструкции гидромашины. Поршни устанавливаются в аксиальные отверстия блока цилиндров с возможностью совершения возвратно-поступательного движения в блоке цилиндров. Распределительный диск закрепляется неподвижно в корпусе гидромашины и не плотно прижат к торцевой поверхности блока цилиндров, который скользит по поверхности неподвижного распределительного диска во время вращения вала работающей гидромашины.

На рисунке 5.2 представлена конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском.

Рассматриваемая гидромашинка состоит из блока цилиндров 1, плунжеров 2, торцового распределителя 3 с входным и выходным каналами 4,5, пружин 6, наклонным диском 7, установленной на подшипниках 8 опорного диска 9, вала 10.

При работе гидромашины в функции насоса вал 10 приводит во вращение блок цилиндров 1, в котором совершают возвратно-поступательное движение плунжеры 2.

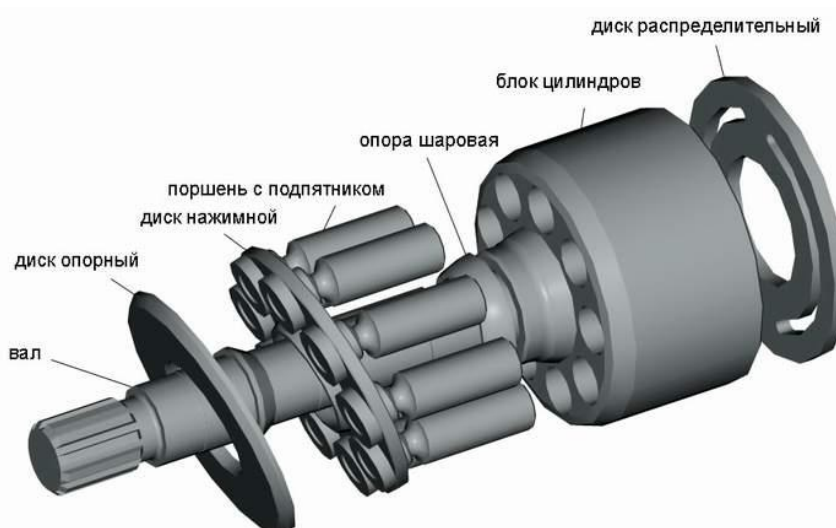


Рисунок 5.1 – Элементы конструкции аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском

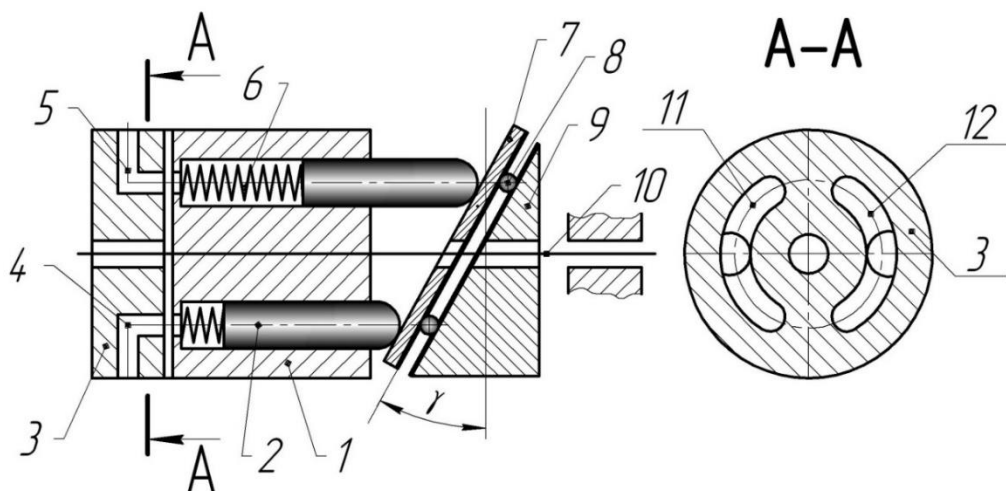


Рисунок 5.2 – Конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском

При этом блок цилиндров скользит по неподвижной торцевой поверхности распределителя 3, связывающего аксиальные цилиндрические отверстия блока с входным и выходным отверстиями 4,5 торцового распределителя 3 посредством серповидных окон 11,12. Величина хода плунжеров и соответственно – подача насоса – определяются углом наклона γ шайбы 7. Когда плунжеры под воздействием пружин 6 выдвигаются из блока цилиндров и одновременно поворачиваются вместе с блоком, скользя при этом по отверстию 11 торцового распределителя 3, происходит процесс всасывания рабочей жидкости, при их обратном ходе с одновременным скольжением по серповидному отверстию 12 – нагнетания. За один оборот вала каждый плунжер совершает один рабочий цикл.

На рисунке 5.3 представлена конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров.

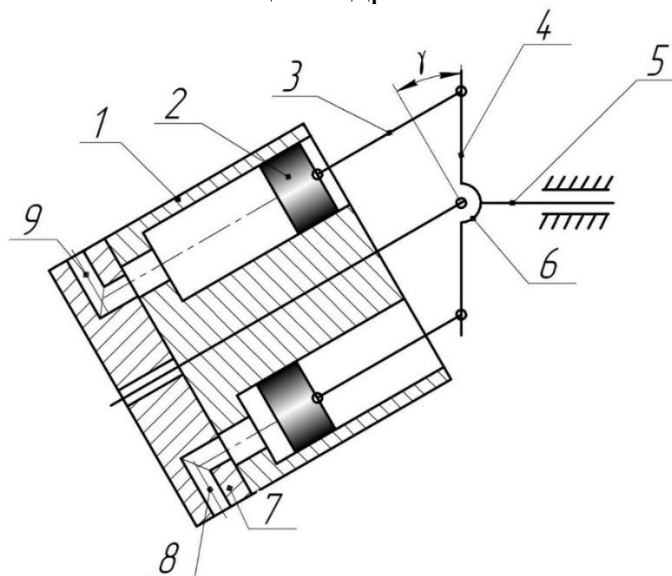


Рисунок 5.3 – Аксиально-поршневая гидромашинна с наклонным блоком цилиндров

Гидромашина состоит из блока цилиндров 1, поршней 2, шатунов 3, фланца 4, связанного с валом 5 посредством карданной передачи 6, торцового распределителя 7 с входным и выходным отверстиями 8,9.

Благодаря наличию угла наклона γ между блоком цилиндров и фланцем 4 поршни 2 совершают возвратно-поступательное движение при одновременном вращении вокруг оси вала карданной передачи 6. За один оборот вала каждый поршень совершает один рабочий цикл, состоящий из тактов всасывания и нагнетания рабочей жидкости при работе в режиме насоса, и тактов нагнетания и слива рабочей жидкости при работе в режиме гидромотора.

Контрольные вопросы

1. Что называется объемной гидромашинной?
2. Какие гидромашины называются аксиально-поршневыми?
3. Какие существуют типы конструкций аксиально-поршневых гидромашин?
4. Какие достоинства и недостатки у аксиально-поршневых гидромашин различных конструкций?
5. Перечислите и дайте определения основным параметрам, характеризующим энергетические характеристики аксиально-поршневых гидромашин.
6. Что называется рабочим объемом гидромашинной?
7. Как определяются идеальный и фактический рабочие объемы для аксиально-поршневых гидромашин?

Лабораторная работа № 6

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Цель работы: изучить особенности конструкции и принципа действия шестеренного насоса.

Оборудование: шестеренный насос НШ-32 в разобранном виде; шестеренные насосы, установленные на строительном экскаваторе.

Задание:

1. Изучить конструкцию и принцип действия шестеренного насоса по методическим указаниям;
2. Рассмотреть детали шестеренного насоса в разобранном виде;
3. Вычертить конструктивную схему шестеренного насоса и описать в отчете принцип его работы.

4. Выполнить испытания шестеренного насоса, установленного на строительном экскаваторе.

5. Измерить параметры деталей шестеренного насоса и определить теоретический рабочий объем.

Теоретические сведения

Шестеренные насосы – это гидромашины с рабочими камерами, образованными поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек.

Шестеренные насосы выполняют с шестернями внешнего или внутреннего зацепления.

Конструкция шестеренного насоса с внешним зацеплением шестерен, представленная на рисунке 6.1, включает две крышки 1, 5, корпус 2, ведущую вал-шестерню 3, ведомую шестерню 7, устанавливаемую в корпусе посредством отверстия 8 на неподвижной оси 6, фиксирующий штифт 9, крепежные элементы 10, 11.

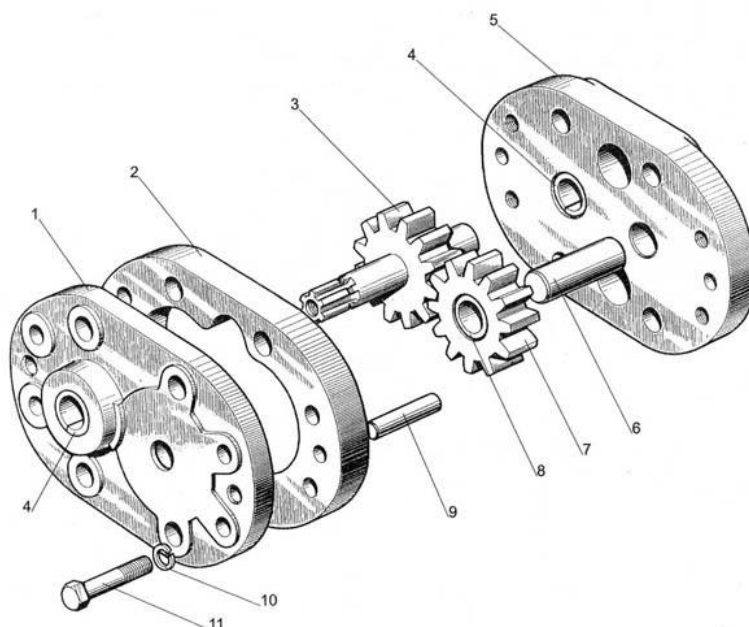


Рисунок 6.1 – Конструкция шестеренного насоса с внешним зацеплением шестерен

Рабочий процесс шестеренного насоса с внешним зацеплением происходит следующим образом (рисунок 6.2). Ведущая шестерня 1 приводит во вращательное движение ведомую шестерню 2. При вращении шестерен в противоположные стороны в участке 3, где их зубья выходят из зацепления, увеличивается объем рабочей камеры, что приводит к понижению давления рабочей жидкости до вакуумметрического значения.

За счет образовавшегося перепада давления между гидробаком и всасывающей камерой насоса рабочая жидкость из гидробака будет поступать в пространство между зубьями шестерен. При дальнейшем движении шестерен рабочая жидкость во впадинах между зубьями переносится из зоны всасывания

3 в зону нагнетания 4, где зубья шестерен, входящие в зацепление, вытесняют жидкость из впадин в нагнетательную гидролинию под давлением, величина которого зависит от сопротивления потребителя и соединительных трубопроводов.

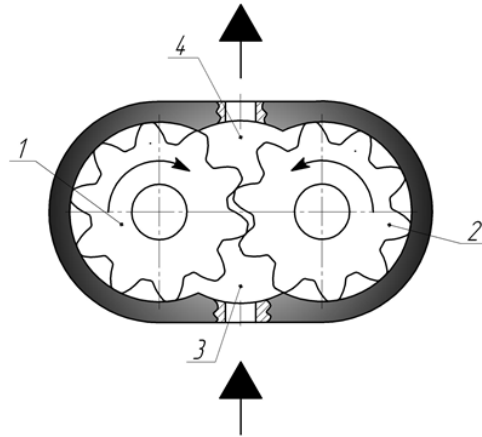


Рисунок 6.2 – Конструктивная схема шестеренного насоса

Рабочий объем шестеренного насоса

$$V_0 = 2\pi m^2 z b,$$

где m – модуль зубчатого зацепления, мм;

z – число зубьев;

b – ширина зуба, мм.

Действительная подача насоса q_H за один оборот вала

$$q_H = \frac{Q_D}{\sum n},$$

где Q_D – замеренный объем жидкости за известное число оборотов вала насоса;

$\sum n$ – количество оборотов вала насоса, определяемое по табло импульсного счетчика оборотов.

Коэффициент подачи насоса

$$K_Q = \frac{q_H}{V_0'},$$

где V_0' – рабочий объем насоса, уточненный по технической характеристике.

Теоретическая подача насоса

$$Q = V'_0 \sum n \cdot K_Q.$$

Мощность, которой обладает рабочая жидкость на выходе из насоса:

$$N = Qp,$$

где p – давление на выходе из насоса.

Лабораторная работа № 7

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТНОГО НАСОСА

Цель работы: определить характеристики лопастного насоса.

Оборудование: лопастной насос с электроприводом, мерная емкость, секундомер.

Задание:

1. Изучить конструкцию и принцип работы лопастного насоса по методическим указаниям;
2. Вычертить схему установки;
3. Выполнить эксперименты по определению статических характеристик лопастного насоса;
4. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в отчет;
5. По экспериментальным и расчетным данным построить графическую характеристику насосной установки.

Теоретические сведения

В *центробежном лопастном насосе* жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рисунке 7.1 изображена конструктивная схема центробежного лопастного насоса, на которой стрелками показано направление движения жидкости во время работы насоса.

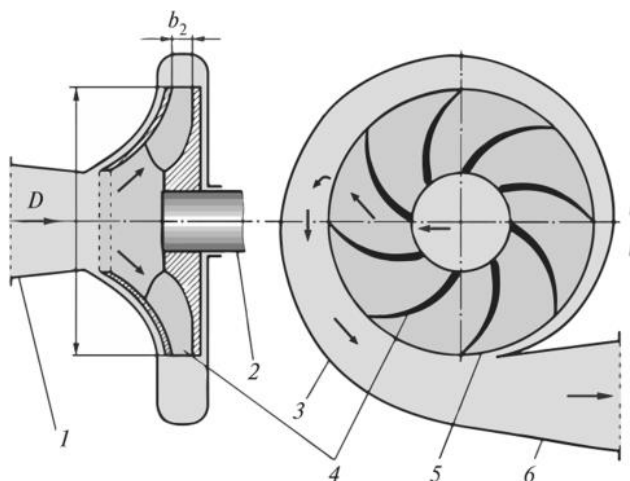


Рисунок 7.1 – Конструктивная схема центробежного лопастного насоса

Насос состоит из следующих деталей: подводящего патрубка 1, приводного вала 2, на котором крепится рабочее колесо 5 с лопастями 4, корпуса со спиральным лабиринтом 3 и отводящего патрубка 6.

Принцип работы центробежного лопастного насоса следующий. По подводящему патрубку 1 жидкость подается (самотеком) к рабочему колесу 5, которое передает жидкости энергию от приводного двигателя через вал 2. Рабочее колесо 5 состоит из двух дисков, между которыми расположены (неподвижно приварены) криволинейные лопасти 4, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. В процессе работы насоса жидкость перемещается лопастями 4 вращающегося рабочего колеса 5 в направлении от центра колеса к его периферии и затем отводится от колеса по спиральному лабиринту 3 к напорному патрубку 6 или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

На рисунке 7.2 представлена схема насосной установки.

К насосу Н1, приводимому в движение электродвигателем, жидкость поступает из гидробака Б1 (приемный резервуар) по всасывающему трубопроводу.

Насос нагнетает жидкость в гидробак Б2 (напорный резервуар), расположенный выше самого насоса по напорному трубопроводу. В напорном трубопроводе встроен кран (регулятор потока с ручным управлением) РП2, с помощью которого изменяется подача насоса. Также установлен обратный клапан КО2, который препятствует перетеканию жидкости из верхнего гидробака Б2 (напорного резервуара) при остановке насоса.

Регулятор потока РП1 перекрывает поступление жидкости из гидробака Б1 во всасывающий трубопровод насоса, что необходимо при остановке или ремонте насоса. Во высасывающем трубопроводе перед входом в насос установлены: фильтр грубой очистки Ф1, обратный клапан КО1, необходимый при заполнении насоса и всасывающего трубопровода жидкостью перед запуском установки, так как гидродинамические насосы не являются самовсасывающими. Работа насоса контролируется манометром МН2 и вакуумметром МН1.

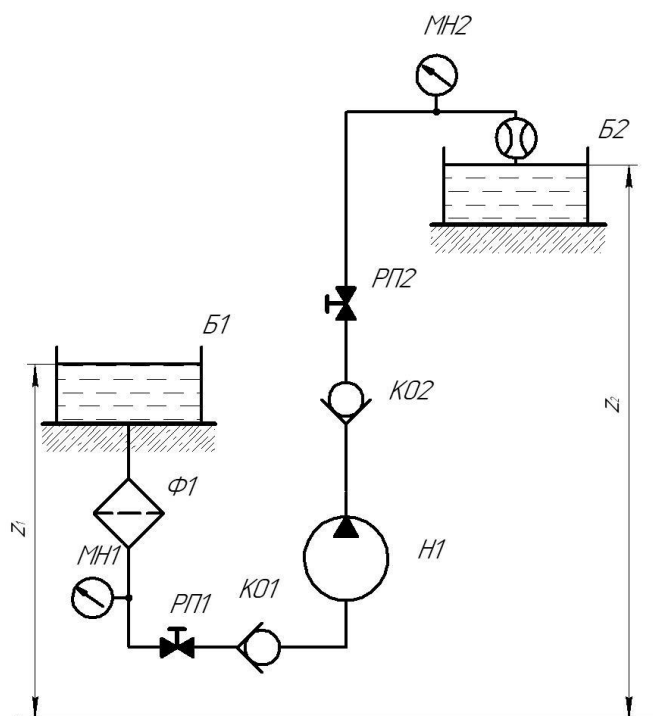


Рисунок 7.2 – Схема насосной установки

Уровень поверхности жидкости в верхнем гидробаке Б2 (напорном резервуаре) называется напорным уровнем z_2 . В нижнем резервуаре – приемным уровнем – z_1 .

Разность высот напорного и приемного уровней ($z_2 - z_1$) называется геометрическим напором насосной установки H_r .

Для перемещения жидкости из приемного в напорный резервуар необходимо затратить энергию на: подъем жидкости на высоту H_r , преодоление разности давлений ($p_2 - p_1$), преодоление суммарного гидравлического сопротивления Σh всасывающего и напорного трубопроводов.

Энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости из приемного резервуара в напорный или потребный напор определяется из уравнения

$$H_{\text{потр}} = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \Sigma h = H_{\text{ст}} + \Sigma h, \quad (7.1)$$

где H_r – высота между уровнями жидкости в напорном и приемном резервуарах, м;

p_1 и p_2 – давление над уровнями жидкости в приемном и напорном резервуарах, Па;

γ – удельный вес перемещаемой жидкости из приемного в напорный резервуар, Н/м³;

Σh – гидравлические потери, м;

$H_{\text{ст}}$ – статический напор, определяемый по уравнению:

$$H_{\text{ст}} = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\gamma}, \quad (7.2)$$

где z_1 и z_2 – расстояния от условного уровня (например, от пола) до уровня жидкости в приемном и напорном резервуарах соответственно, м.

Удельный вес перемещаемой жидкости определяется по формуле

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (7.3)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Суммарное гидравлическое сопротивление Σh всасывающего и напорного трубопроводов возможно определить по формуле Дарси:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (7.4)$$

где d и l – диаметр и длина трубопровода соответственно, м;

λ – коэффициент гидравлического трения;

v – скорость движения жидкости по трубопроводу, м/с.

Коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме движения жидкости возможно определить по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re},$$

где Re – число Рейнольдса при ламинарном режиме движения жидкости.

Характеристика насосной установки представляет собой зависимость потребного напора $H_{\text{потр}}$ от расхода жидкости Q .

Для построения характеристики насосной установки $H_{\text{потр}} = f(Q)$ необходимо выполнить опыты по определению расхода жидкости Q при различных положениях регулятора потока РП2 (см. рисунок 8.2), измерить при этом величину давления p_1 на входе в насос с помощью вакуумметра МН1 и величину давления p_2 на выходе из насоса с помощью манометра МН2. По опытными и расчетными данными определить величину статического и потребного напора по формулам 7.2 и 7.1, соответствующие каждому экспериментальному значению расхода жидкости. Построить график зависимости $H_{\text{потр}} = f(Q)$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА СТЕКЛООМЫВАТЕЛЯ

Цель работы: определить производительность насоса стеклоомывателя.

Оборудование: насос стеклоомывателя с электроприводом, мерная емкость, секундомер.

Задание:

1. Изучить конструкцию насоса стеклоомывателя по методическим указаниям;
2. Вычертить конструктивную схему насоса стеклоомывателя с электроприводом и таблицу для оформления экспериментальных и расчетных данных;
3. Выполнить эксперименты по определению подачи насоса стеклоомывателя с установкой на выходном трубопроводе форсунок с разными диаметрами выходных отверстий.
4. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в отчет.
5. Построить график зависимости подачи насоса от диаметра проходного отверстия форсунок.

Теоретические сведения

Насос стеклоомывателя – это устройство для подачи раствора для очистки ветрового и заднего стекол автомобиля, трактора или строительной машины. Насос стеклоомывателя всасывает моющий раствор из бака системы стеклоомывателя и подает по трубопроводу к соплам (форсункам), расположенным вблизи от ветрового и заднего стекол. Через форсунки системы стеклоомывателя моющий раствор разбрызгивается на поверхность стекол и далее распределяется по их поверхности с помощью механических дворников, очищающих стекла от загрязнений, пыли и снега (зимой).

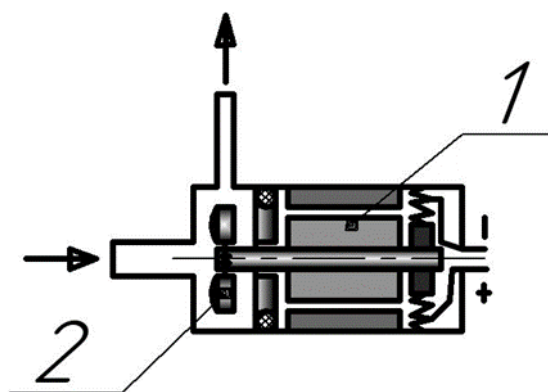
Насосы стеклоомывателей делятся на два основных типа: отдельные от электродвигателя и объединенные с электродвигателем в одном корпусе (мотор-насосы).

Раздельные моторы применяются с погружными насосами, расположенными внутри бачка с омывающей жидкостью. Такие моторы широко используются на некоторых грузовых автомобилях и тракторах. Конструктивно раздельный мотор представляет собой электродвигатель постоянного тока, установленный в герметичный пластиковый корпус с кронштейнами или отверстиями для монтажа к насосу и бачку. Из корпуса выходит вал

электродвигателя для привода насоса, с обратной стороны предусмотрен электрический разъем.

Устройство второго типа – это электродвигатель с насосом, установленные в едином неразборном пластмассовом корпусе. Такой тип насоса стеклоомывателя получил широкое распространение в конструкциях современных автомобилей.

На рисунке 3.1 представлена конструктивная схема насоса стеклоомывателя (второго типа).



1 – электродвигатель, 2 – крыльчатка насоса стеклоомывателя

Рисунок 8.1 – Конструктивная схема насоса стеклоомывателя

Электродвигатель и насос расположены в герметичных отсеках общего корпуса. Внутри насосного отсека установлена крыльчатка, соединенная с валом электродвигателя (мотора). Рабочая камера насосного отсека, в которой установлена крыльчатка насоса, снабжена двумя патрубками – всасывающим и нагнетающим, через которые омывающая жидкость поступает из бачка стеклоомывателя в насос и подается им через нагнетающий трубопровод к форсункам системы для очистки стекол. С обратной стороны корпуса мотор-насоса (со стороны электродвигателя на торце) расположен электрический разъем для подключения мотора к аккумуляторной батарее машины.

Соединение мотор-насоса с бачком выполняется напрямую с помощью ответного патрубка или через короткий гибкий трубопровод. На выходной патрубке насоса надевают трубопровод системы стеклоомывателя, по которому омывающая жидкость поступает через разветвляющий тройник к форсункам.

Электродвигатели (моторы) омывателя выполняются под различное напряжение бортовой электросети – 12 или 24 В.

Схема подключения насоса стеклоомывателя в строительной машине представлена на рисунке 8.2.

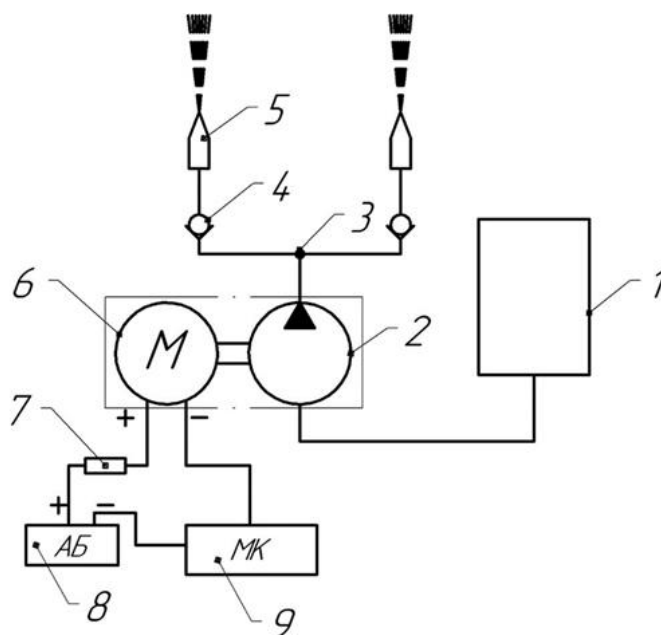


Рисунок 8.2 – Схема подключения насоса стеклоомывателя

К бачку с жидкостью для очистки стекол 1 при помощи входного патрубка подключен насос 2. Стеклоомывающая жидкость подается насосом из выходного трубопровода через разветвляющий тройник 3 к двум (или нескольким) форсункам 5. Между тройником 3 и каждой форсункой 5 установлены обратные клапаны 4, обеспечивающие удержание некоторого объема жидкости в непосредственной близости к форсункам для быстрого их срабатывания при включении водителем пускового тумблера системы омывателя стекол и фар машины. Положительная клемма электродвигателя 6 насоса стеклоомывателя подключается через предохранитель 7 к аккумуляторной батарее 8, а отрицательная клемма – к металлоконструкции корпуса машины 9 («массе»).

В лабораторных условиях вместо аккумуляторной батареи насос стеклоомывателя возможно подключить к сети переменного тока через выпрямитель напряжения (частотный преобразователь).

Подключение привода насоса к электрической цепи осуществляется через разъем с двумя клеммами, расположенными на корпусе электромотора или на вынесенном кабеле.

Производительность насоса стеклоомывателя – это максимальный расход жидкости, который подается насосом в систему, в выходном патрубке которого отсутствует сопротивление. Определяется производительность насоса Q_n по формуле

$$Q_n = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8.1)$$

где V – объем жидкости, проходящий через сечение выходного патрубка насоса за определенный промежуток времени, м^3 ;
 t – измеряемый промежуток времени, с.

Расход жидкости, подаваемый насосом через трубопровод, снабженный сопротивлением (например, жиклером или форсункой), будет значительно меньше его максимальной производительности. При этом давление в нагнетающем трубопроводе возрастет пропорционально площади проходного отверстия жиклера или форсунки. И омывающая жидкость под действием повышенного давления будет разбрызгиваться через форсунку и свободно падать на некоторую площадь стекла, одновременно распределяясь по поверхности стекла специальными щетками с механическим приводом. Если форсунку снять, сопротивление на выходе из трубопровода исчезнет и давление в нагнетающем трубопроводе понизится. В таких условиях омывающая жидкость будет выливаться сплошной струей без распыления в одну локальную зону (точку) и будет плохо распределяться по поверхности стекла щетками, в результате - понизится качество очистки стекла.

Степень сжатия струи оценивается коэффициентом сжатия струи

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0}, \quad (8.2)$$

где S_c – площадь струи в сжатом сечении, м^2 ,

S_0 – площадь сечения проходного отверстия насадки, м^2 .

Площадь проходного сечения отверстия форсунки определяется по формуле

$$S_0 = \frac{\pi d_\phi^2}{4}, \quad \text{м}^2, \quad (8.3)$$

где d_ϕ – диаметр проходного отверстия форсунки, м.

Максимальное давление в нагнетающем патрубке насоса возможно – 2,5 атм.

Расход жидкости через гидравлическое сопротивление (насадку, жиклер или форсунку) определяется по уравнению

$$Q_\phi = S_0 \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (8.4)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от формы, остроты кромок и других параметров форсунки;

ΔP – перепад давлений на входе и выходе из отверстия форсунки, Па ($\Delta P=0,15$ МПа);

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При $Q_n = Q_\phi$ можно определить коэффициент расхода μ

$$\mu = \frac{V}{t \cdot S_0} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta P}} \quad (8.5)$$

Порядок выполнения работы

1. Измерить плотность испытуемой жидкости для системы очистки стекол.
2. Подключить насос стеклоомывателя к бачку с жидкостью через всасывающий патрубок.
3. Установить мерную емкость для сбора омывающей жидкости под выходным участком нагнетающего трубопровода.
4. Подключить насос к источнику напряжения.
 5. Подготовить секундомер для измерения промежутка времени опыта.
 6. Включить электродвигатель насоса нажатием на кнопку «пуск» и произвести измерение времени заполнения мерной емкости.
 7. Повторить опыты при последовательной установке на выходном трубопроводе форсунок с различными диаметрами проходных отверстий.

Обработка экспериментальных данных

Таблица 8.1 – Экспериментальные и расчетные данные по определению производительности насоса стеклоомывателя

Номер опыта	Скорость прохождения жидкости через жиклер $\frac{M}{v}, \frac{c}{c}$	Время наполнения мерной емкости t, c	Среднее арифметическое значение времени наполнения t_{cp}, c	Коэффициент расхода μ	Плотность жидкости $\rho, \text{кг/м}^3$	Площадь проходного сечения форсунки, м^2	Производительность насоса, $Q_{н.}, \text{м}^3/\text{с}$	

Контрольные вопросы

1. Поясните конструкцию и принцип работы насоса стеклоомывателя?
2. Какие параметры влияют на расход жидкости, подаваемой к форсунке от

- насоса стеклоомывателя?
3. Как определяется производительность насоса?
 4. Что характеризует коэффициент сжатия струи жидкости?
 5. Как определяется коэффициент сжатия струи жидкости?
 6. От каких параметров зависит коэффициент расхода?
 7. Как меняется производительность насоса в зависимости от диаметра проходного сечения форсунки?

Лабораторная работа № 9

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ГИДРОКЛАПАНОВ

Цель работы: изучить конструкцию предохранительных гидроклапанов.

Оборудование: предохранительные гидроклапаны в разобранном виде, плакаты.

Задание:

1. Изучить конструкцию предохранительных гидроклапанов по разобранным образцам и плакатам;
2. Вычертить конструктивные схемы и условные обозначения предохранительных гидроклапанов в принципиальных гидравлических схемах;
3. Записать в отчет принцип работы предохранительных гидроклапанов в соответствии с их конструктивными схемами и условными обозначениями.

Теоретические сведения

Предохранительным гидроклапаном называется напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения гидросистемы от давления, превышающего допустимое значение.

Предохранительные гидроклапаны используются во всех объемных гидроприводах и устанавливаются, как правило, в напорной магистрали рядом с насосом, а также в местах, где по условиям работы гидросистемы возможно возникновение опасных по величине давлений.

Для предохранительного гидроклапана характерен эпизодический режим работы, при котором предохранительный гидроклапан срабатывает в аварийном случае. По этой причине к нему предъявляют достаточно высокие требования:

герметичность в закрытом положении (несколько капель в минуту до момента открытия); номинальный расход (около 30% от общего расхода в системе); высокое быстродействие; надежность, обусловленная стабильностью давления срабатывания клапана (0 – 5%) при низкой вероятности заклинивания его запорно-регулирующего элемента относительно корпуса.

Принцип действия предохранительного гидроклапана основан на уравнивании сил давления со стороны подвода рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент, гидродинамической силы, силы трения и инерции силой $F_{пр}$ предварительного поджатия пружины при течении через гидроклапан потока рабочей жидкости.

Давление, при котором гидроклапан начинает открываться, преодолевая силу предварительного поджатия $F_{пр}$ пружины, называют давлением открытия $p_{откр}$. Клапан полностью открывается при давлении $p_{настр}$, которое называют давлением настройки.

По конструкции различают предохранительные гидроклапаны прямого и непрямого действия.

На рисунке 9.1 приведена конструкция предохранительного гидроклапана прямого действия.

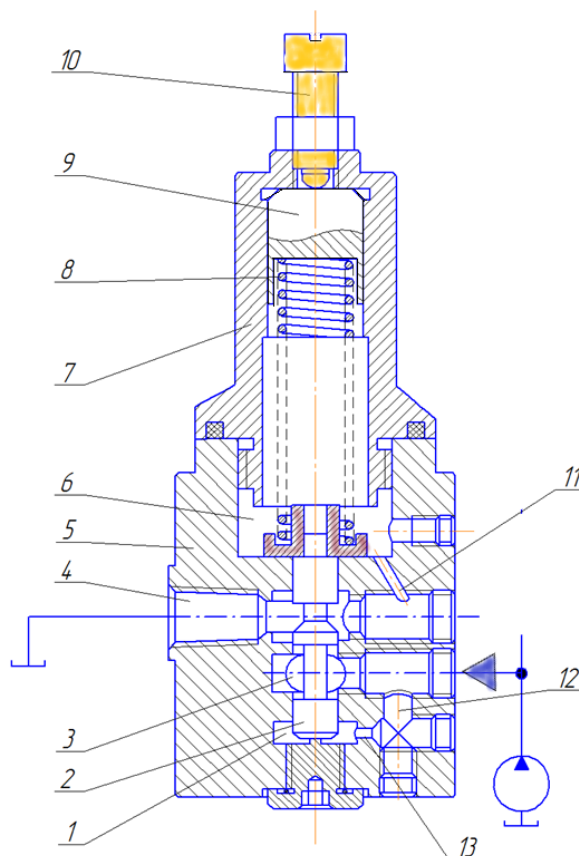


Рисунок 9.1 – Конструкция предохранительного гидроклапана прямого действия марки Г54-2

Предохранительный гидроклапан прямого действия Г54-2 состоит из следующих основных деталей (см. рисунок 9.1): корпуса 5, крышки 7, запорно-регулирующего элемента 2 золотникового типа (далее – ЗРЭ), пружины 8 регулировочного винта 10 и прижимной втулки 9.

Рабочая жидкость из напорной гидролинии подводится в полость 3 и отводится в сливную линию через отверстие 4. Полость 3 через канал 12 в корпусе и дроссельное отверстие 13 соединена с нижней торцевой полостью 1 ЗРЭ 2. Верхняя торцевая полость 6 золотника соединена каналом 11 с отверстием 4. Если давление в напорной линии меньше давления настройки, то ЗРЭ 2 удерживается пружиной 8 в нижнем положении, его поясok разделяет полости 3 и 4. Когда давление в системе возрастает настолько, что усилие от давления рабочей жидкости на торец ЗРЭ в полости 1 преодолевает усилие настройки пружины 8, отрегулированное винтом 10, ЗРЭ 2 перемещается вверх, соединяя полости 3 и 4, а рабочая жидкость под давлением настройки поступает от насоса через корпус предохранительного гидроклапана в гидробак.

При выполнении технологических операций с помощью рабочего оборудования строительной машины величина нагрузки, воздействующей на выходные звенья гидродвигателей, постоянно меняется во времени. Колебания значений нагрузки могут привести ЗРЭ предохранительного гидроклапана к режиму автоколебаний, при котором ЗРЭ гидроклапана перестает реагировать на изменение давления в гидросистеме, подчиняясь другому закону – гармонических колебаний и производит открытие и закрытие чаще, чем это необходимо, что может привести работающий гидропривод к аварийному состоянию. Дроссельное отверстие 13 служит для демпфирования колебаний ЗРЭ при частых изменениях величины давления.

Рассматриваемый гидроаппарат может работать как в режиме предохранительного, так в режиме переливного гидроклапана.

Различные исполнения гидроаппарата по давлению отличаются характеристиками пружины 8 и диаметром поясков ЗРЭ 2.

Условное обозначение предохранительного гидроклапана прямого действия в принципиальных гидравлических схемах объемных гидроприводов приведено на рисунке 9.2.

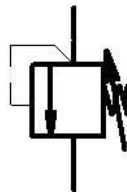


Рисунок 9.2 – Условное обозначение предохранительного гидроклапана прямого действия в принципиальных гидравлических схемах

На рисунке 9.3 представлена конструкция предохранительного гидроклапана непрямого действия.

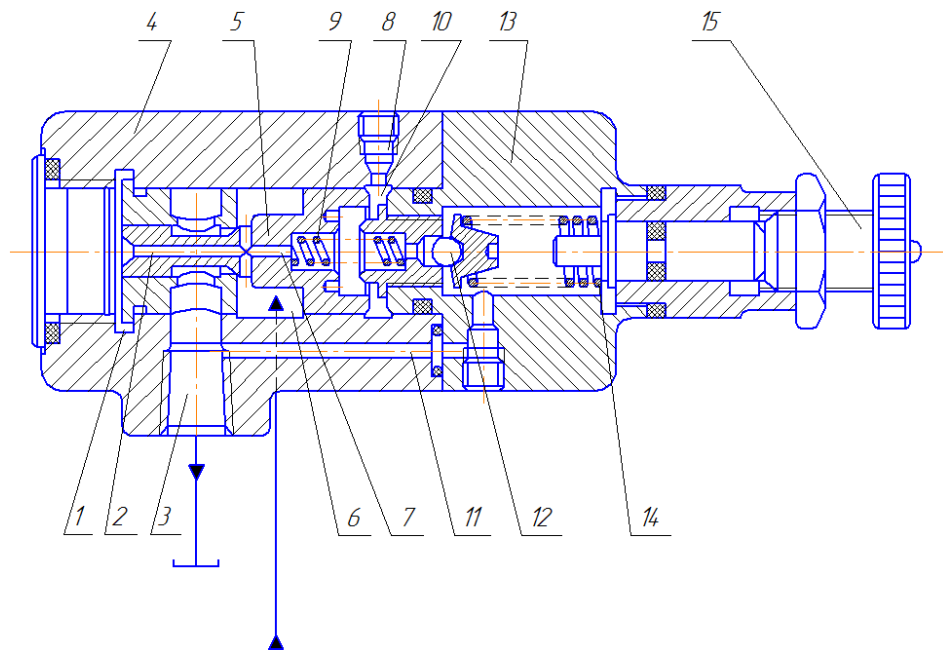


Рисунок 9.3 – Конструкция предохранительного гидроклапана непрямого действия

Гидроклапан предохранительный непрямого действия состоит из следующих основных деталей: корпуса 4, основного ЗРЭ 5, пружин 9 и 14, крышки 13, шарикового сервоклапана 12 шарикового типа и регулировочного винта 15.

Рабочая жидкость из напорной гидролинии от насоса подводится в полость 6 клапана и отводится от него в сливную линию через сливное отверстие 3. Полость 6 каналом 2 соединена с нижней торцевой полостью 1 ЗРЭ 5 и через малое осевое отверстие 7, выполненное в ЗРЭ – с верхней торцевой полостью 10, откуда масло по каналу 11 в случае срабатывания сервоклапана может поступать в сливную линию 3.

Если давление в гидросистеме не превышает давления, на которое настроен сервоклапан, последний закрыт, давления в торцевых полостях ЗРЭ 5 одинаковы, и ЗРЭ прижат пружиной 9 к своему конусному седлу, вследствие этого напорная и сливная линии разъединены. Как только давление рабочей жидкости на сервоклапан 12 повысится до значения, которое преодолевает усилие пружины 14, регулируемое винтом 15, шарик сервоклапана отойдет от седла, и рабочая жидкость в небольшом количестве из полости 6 по каналам 7 и 11 будет поступать в сливную гидролинию.

Условное графическое обозначение предохранительного гидроклапана непрямого действия представлено на рисунке 9.4.

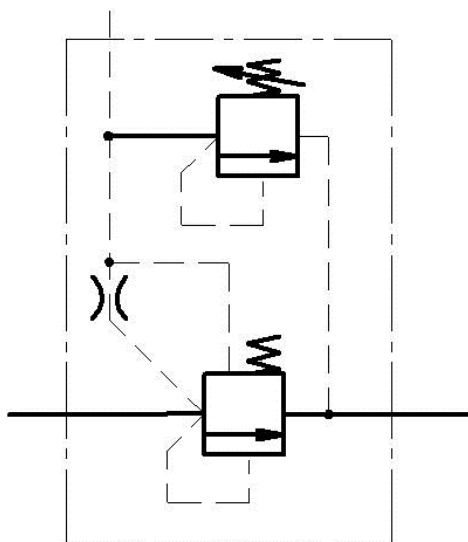


Рисунок 9.4 – Условное графическое обозначение предохранительного гидроклапана непрямого действия в принципиальных гидравлических схемах объемных гидроприводов

Гидроклапан давления непрямого действия может работать в режиме переливного. Подобная конструкция гидроклапана давления, работающего в режиме переливного, применяется в моноблочных золотниковых гидрораспределителях Р-100, устанавливаемых в объемных гидроприводах рабочего оборудования строительных машин. Например – в одноковшовых строительных экскаваторах.

Лабораторная работа № 10

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЗОЛОТНИКОВЫХ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Цель работы: изучить конструкции моноблочных золотниковых гидрораспределителей, устанавливаемых в гидросистемах рабочего оборудования строительных машин.

Оборудование: моноблочный трехзолотниковый гидрораспределитель Р100, установленный в гидросистеме рабочего оборудования одноковшового строительного экскаватора ЭО-2621 Б; образцы гидрораспределителя Р80-3/1-222 в сборе и в разобранном виде, плакаты.

Задание:

1. Изучить конструкцию моноблочных золотниковых гидрораспределителей Р-100 и Р-80 по образцам в разобранном виде и в сборе.

2. Рассмотреть способы крепления и подключения гидрораспределителей Р-100 и Р-80 в гидросистемах рабочего оборудования строительных машин в машинном цехе (на примере одноковшового строительного экскаватора).
3. Описание конструкции и принципа работы гидрораспределителя Р80-3/1-222 выполнить самостоятельно в отчете в соответствии с рисунком 10.2, учитывая другую нумерацию позиций на рисунке 10.2 по сравнению с рисунком 10.1.
4. Вычертить принципиальную гидравлическую схему гидрораспределителя МР80-3/4-222 и описать порядок его работы в гидроприводе рабочего оборудования строительной машины.
5. Под руководством преподавателя и учебного мастера выполнить переключение рычагов управления гидрораспределителя в различные рабочие положения для включения оборудования экскаватора при работающем двигателе и включенном насосе объемного гидропривода.
6. Результаты наблюдений за работой экскаватора при переключении гидрораспределителя в различные рабочие положения оформить в отчет.

Теоретические сведения

Моноблочные трехзолотниковые гидрораспределители Р-80 и Р-100 устанавливаются в гидросистемы рабочего оборудования строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин для выполнения следующих функций:

- изменение направления потока рабочей жидкости, нагнетаемой насосом к гидродвигателю, обеспечивая пуск и остановку гидродвигателя, реверсивное движение его выходного звена;

- предохранение от перегрузок гидросистемы в позициях золотника "подъем" и "опускание принудительное" (режим предохранительного клапана);

- разгрузка гидросистемы при нейтральной позиции золотника посредством перелива рабочей жидкости в бак (холостой ход); сообщение рабочих полостей гидроцилиндра со сливом (плавающая позиция).

Гидрораспределитель Р80-3/1-222 является базовой моделью, на основе которой изготавливаются модификации для строительных экскаваторов, погрузчиков, автогрейдеров и других строительных и дорожных машин, подъемно-транспортного оборудования.

Маркировка гидрораспределителей расшифровывается следующим образом. На примере обозначения гидрораспределителя марки Р80-3/1-222Г: Р – буквенное обозначение серии гидрораспределителя; 80 – номинальный расход рабочей жидкости, проходящий через гидрораспределитель, л/мин; 3 – номер исполнения по давлению, которому в приведенном примере соответствуют номинальное давление – 16 МПа и максимальное – 20 МПа; 1 – код эксплуатационного назначения (в примере - для автономного применения в гидросистемах общего назначения); 2 – номер исполнения типа золотника; количество цифр в позиции 222 означают количество золотников в составе

конструкции с соответствующим типом 2; Г – наличие гидрозамка в корпусе гидрораспределителя.

На рисунке 10.1 представлена конструкция гидрораспределителя Р80-3/1-222 в разрезе.

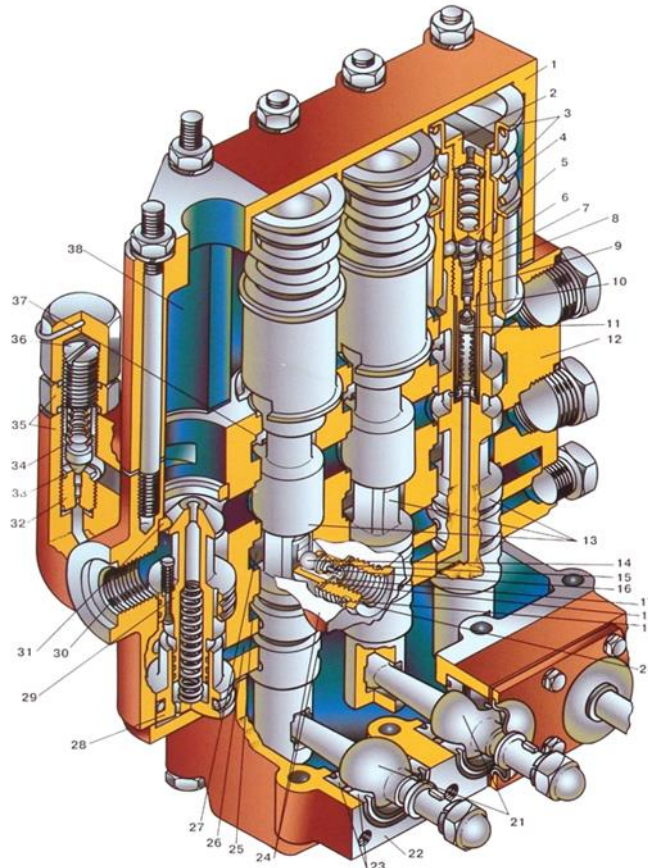


Рисунок 10.1 – Конструкция гидрораспределителя Р80-3/1-222 в разрезе

Гидрораспределитель Р80-3/1-222 состоит из следующих основных частей: 1 – крышка сливная, 2 – верхняя тарелка механизма возврата золотника в нейтральное положение; 3 – пружина, 4 – нижняя тарелка механизма возврата золотника в нейтральное положение 5 – втулка, 6 – шарики, 7 – внутренний плунжер с винтовой канавкой, 8 – стакан, 9 – золотник, 10- гидроклапан давления механизма возврата золотника в нейтральное положение, 11 – поршень клапана давления, 12 – корпус гидрораспределителя, 13 – рабочие золотники, 14 – шариковый элемент клапана гидрозамка, 15 – тарелка клапана гидрозамка, 16 – шток клапана гидрозамка, 17 – пружина гидрозамка, 18 – корпус гидрозамка, 19 – уплотнительное кольцо, 20 – кольцевое уплотнение, 21 – сферические опоры рычагов управления золотниками, 22 – крышка, 23 – сферические опоры для рычагов, 24 – участок корпуса гидрораспределителя с резьбовым отверстием для установки гидрозамка, 25 – радиальное отверстие для связи с внутренним клапаном давления, 26 – канал переливного гидроклапана, 27 – кольцевая канавка в корпусе гидрораспределителя, связанная каналом с гидродвигателем, 28 – крышка переливного гидроклапана, 29 – переливной клапан, 30 – отверстие для подключения насоса (напорный канал), 31 – седло переливного

гидроклапана, 32 – седло предохранительного гидроклапана, 33 – шарик предохранительного гидроклапана, 34 – пружина предохранительного гидроклапана, 35 – гайка наружная для фиксации корпуса предохранительного гидроклапана «ввертного» типа; 36 – корпус «ввертного» типа предохранительного гидроклапана, 37 – канал для слива в корпусе, 38 – сливной канал и полость в сливной крышке.

В корпусе 12 гидрораспределителя Р80-3/1-222 размещены три золотника с механизмами фиксации и автоматического возврата золотников в нейтральное положение, работающие независимо друг от друга; переливной 29 и предохранительный 36 гидроклапаны давления.

Механизм фиксации предназначен для удержания золотника в заданной позиции относительно корпуса. Механизм автоматического возврата золотника предназначен для автоматического отключения механизма фиксации и перевода золотника из рабочего положения в нейтральное при достижении максимальной величины давления рабочей жидкости в корпусе, на которое настроен гидроклапан давления, встроенный в золотник, что обеспечивает автоматический возврат золотника в нейтральное положение при достижении величины максимального значения нагрузки на штоке силового гидроцилиндра.

В крышке 22 гидрораспределителя находятся опорные части рычагов 21 для управления золотниками.

Управление золотниками осуществляется с помощью рычагов из кабины строительной машины, которые установлены в сферических опорах 23 крышки 22. Корпус гидрораспределителя вместе с элементами управления обычно размещен в кабине машины на передней панели перед сиденьем водителя. Изменяя положение рычага управления, можно устанавливать золотник в четыре фиксированные позиции – «нейтральное», «подъем», «принудительное опускание» и «плавающее» и бесконечное множество промежуточных положений.

В позиции «нейтральное» золотник перекрывает каналы в корпусе гидрораспределителя, которые соединены с гидролиниями нагнетания и слива, а также соединенные посредством штуцеров трубопроводами с рабочими полостями гидроцилиндра. В результате чего рабочая жидкость оказывается запертой в полостях гидроцилиндра и удерживается поршнем с неподвижным штоком в фиксированном положении. При этом в корпусе гидрораспределителя происходит в автоматическом режиме смещение переливного клапана в положение для открытия сливной полости, благодаря чему рабочая жидкость проходит от насоса гидросистемы по напорному трубопроводу, соединенному с корпусом гидрораспределителя, через него на слив через фильтр в гидробак. Устанавливается режим холостого хода насоса, при котором рабочая жидкость циркулирует по контуру – из гидробака направляется насосом через гидрораспределитель обратно в гидробак, не выполняя никакой полезной работы. Благодаря переливному клапану в корпусе гидрораспределителя открывается канал для слива, проходное сечение которого приблизительно равно проходному сечению сливного трубопровода. Поэтому жидкость в режиме холостого хода циркулирует по контуру без сопротивления, сохраняя рабочую

температуру и вязкость. И насос в режиме холостого хода работает без нагрузки благодаря открывшемуся переливному клапану.

В положении «подъем» золотник открывает проход жидкости из полости нагнетания в нештоковую полость силового гидроцилиндра, в результате чего перемещается поршень со штоком силового гидроцилиндра и происходит перемещение рабочего оборудования строительной машины.

В положении «принудительное опускание» рабочая жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра, происходит втягивание штока внутрь корпуса гидроцилиндра. Рабочее оборудование строительной машины выполняет полезную работу. Например, происходит силовое заглубление рабочего органа – отвала бульдозера в грунт. В конце выполнения рабочих операций строительной машины при включенных положениях золотника «подъем» и «принудительное опускание» в момент достижения величины максимального давления в гидроприводе, на которое настроен гидроклапан давления, встроенный в осевую полость золотника, последний возвращается в нейтральное положение посредством механизма возврата автоматически.

В положении «плавающее» канал перепускного клапана и полости гидроцилиндра оказываются соединенными посредством гидрораспределителя со сливным трубопроводом. Рабочая жидкость свободно перетекает в обе полости гидроцилиндра, внутри которого поршень свободно «плавает», что вызывает свободное смещение звеньев рабочего оборудования относительно поверхности обрабатываемой поверхности грунта. В рассматриваемом положении золотника гидрораспределителя возможно выполнение таких технологических операций, как – планировочные работы отвалом бульдозера, выравнивание поверхности дна траншеи планировочным ковшом экскаватора и др. Из положения «плавающее» в «нейтральное» золотник возвращается только принудительно: переключением рычага управления гидрораспределителем в нейтральное положение. Механизм для автоматического переключения золотника в нейтральное положение не срабатывает в режиме «плавающее», так как величина давления в корпусе гидрораспределителя остается ниже уровня давления настройки гидрклапана давления, встроенного в золотник. Гидроклапан давления в золотнике остается закрытым, поэтому механизм возврата золотника в нейтральное положение не срабатывает.

В механизм фиксации входят (см. рисунок 10.1): стакан 8 с тремя канавками конического сечения; три шарика-фиксатора 6 с пружиной 3.

При переключении золотника в рабочую позицию шарика 6, зажатые пружиной 3, западают в канавки стакана 8 и фиксируют золотник.

В позиции "подъем" плунжер 7, установленный в центральном осевом канале золотника, через управляющий канал и отверстие в золотнике связан с переливным клапаном 29 и открывается благодаря перепаду давления на дроссельном отверстии переливного клапана. В момент срабатывания гидроклапана давления 11 его шарик отходит от седла, сжимая пружину и через открывшееся осевое отверстие в золотнике масло под высоким давлением проходит к механизму фиксации, отжимает подпружиненную втулку, освобождая шарика, которые выходят из канавок и золотник под действием

пружины возвращается в нейтральное положение. Поэтому в позиции "подъем" давление, необходимое для автовозврата золотника в нейтральное положение, приблизительно равно давлению настройки предохранительного клапана.

В позиции золотника "опускание принудительное" верхний торец плунжера через отверстие в золотнике сообщен со сливом, поэтому давление срабатывания в позиции "опускание принудительное" не превышает 4 МПа. Для обеспечения высокого давления в позиции "опускание принудительное" необходимо принудительно удерживать золотник рукояткой управления в этой позиции.

Из позиции "плавающая" золотник в нейтральное положение переключается вручную (рукояткой управления).

Переливной клапан предназначен для разгрузки гидросистемы в режиме холостого хода насоса. Когда все золотники находятся в нейтральной позиции при работающем насосе, весь поток жидкости отводится на слив через переливной клапан без сопротивления, что обеспечивает стабильный рабочий температурный режим и разгрузку насоса.

При нейтральной позиции золотника его поясками перекрывается подвод масла к полостям гидроцилиндра, а надклапанная полость переливного клапана через канал управления сообщается со сливом. В результате этого на дросселе переливного клапана создается перепад давлений, под действием которого переливной клапан открывается и пропускает масло от насоса на слив (разгрузка гидросистемы).

При рабочих позициях "подъем" и "опускание принудительное" открываются каналы подвода масла к полостям гидроцилиндра, а канал управления перекрывается. Давление на дросселе выравнивается и переливной клапан под воздействием пружины садится в седло, перекрывая отвод масла на слив.

В случае невозможности возврата золотника в нейтральное положение (когда золотник принудительно удерживается рычагом управления в рабочем положении или отказе автоматики) происходит срабатывание предохранительного клапана. С этой целью предохранительный клапан регулируется на требуемое максимальное давление. При его достижении в гидросистеме, шарик предохранительного клапана отжимается от седла и пропускает масло на слив. В результате этого на дросселе переливного клапана создается перепад давлений, под действием которого переливной клапан открывается и пропускает масло от насоса на слив.

В позиции золотника "плавающая" каналы подвода масла к гидроцилиндрам сообщаются со сливом, разгрузка гидросистемы аналогична позиции "нейтральная".

На рисунке 10.2 представлена конструкция подключения рычагов управления к гидрораспределителю Р80-3/1-222 при вертикальном расположении крепления его корпуса в кабине строительной машины.

Цифровые позиции, указанные на рисунке 10.2, необходимо расшифровать самостоятельно в отчете о лабораторной работе, изучив предварительно конструкцию гидрораспределителя Р80-3/1-222 по методическим указаниям,

рисунку 10.1 и по разобранным образцам гидрораспределителя в аудитории в ходе лабораторного занятия.

На рисунке 10.3 представлена принципиальная гидравлическая схема гидрораспределителя МР80-3/4-222.

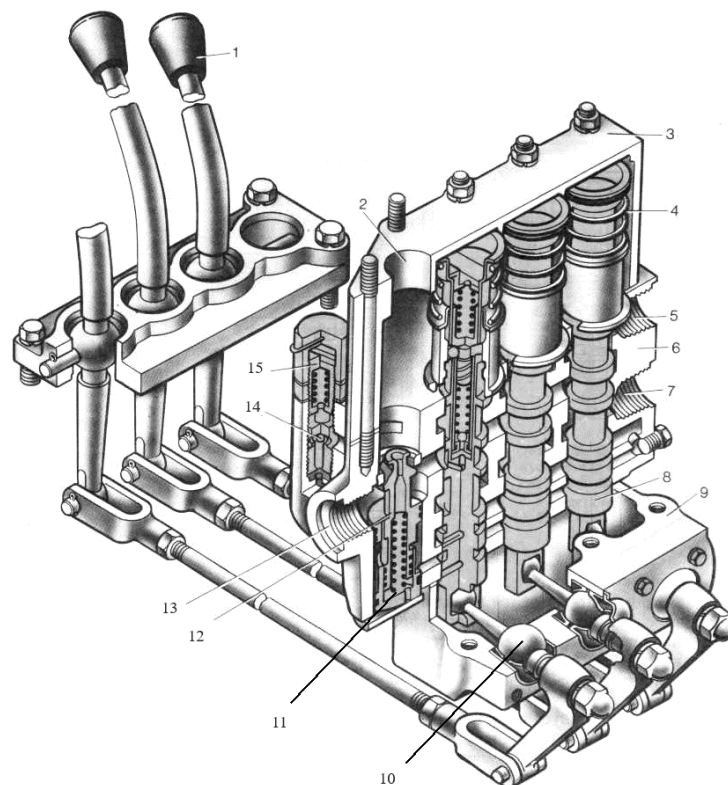


Рисунок 10.2 – Конструкция подключения рычагов управления к гидрораспределителю Р80-3/1-222 при вертикальном расположении корпуса

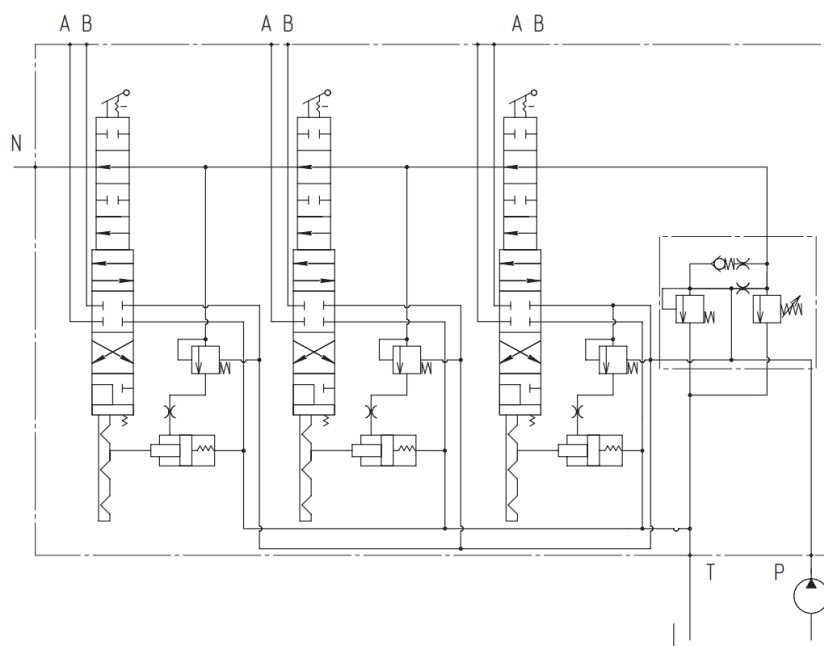


Рисунок 10.3 – Принципиальная гидравлическая схема гидрораспределителя МР80-3/4-222

ИЗУЧЕНИЕ ГИДРОПРИВОДА МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТРОИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Цель работы: изучить особенности объемного гидропривода многофункциональной строительной машины на примере универсального шасси Ш-406.

Оборудование: универсальное шасси Ш-406.

Задание:

1. Изучить конструкцию объемного гидропривода универсального шасси Ш-406 по методическим указаниям.
2. Изучить конструкцию объемного гидропривода на универсальном шасси Ш-406.
3. Вычертить принципиальную гидравлическую схему Ш-406 и описать в отчет принцип работы объемного гидропривода.

Теоретические сведения

Шасси "БЕЛАРУС" Ш-406 представляет собой самоходный четырехколесный полноприводный агрегат с двухместной кабиной. предназначено для использования в качестве мобильного энергонасыщенного носителя оборудования по содержанию и ремонту дорог.

Шасси является многофункциональным и приспособлено для подключения к нему и работы с технологическим оборудованием отечественных и зарубежных производителей, может эксплуатироваться в любое время года при температуре окружающего воздуха от минус 45 до плюс 40 °С.

Шасси оборудовано дизельным четырехцилиндровым двигателем Д-245.2 с эксплуатационной мощностью 85 кВт и отдельно-агрегатной гидравлической системой.

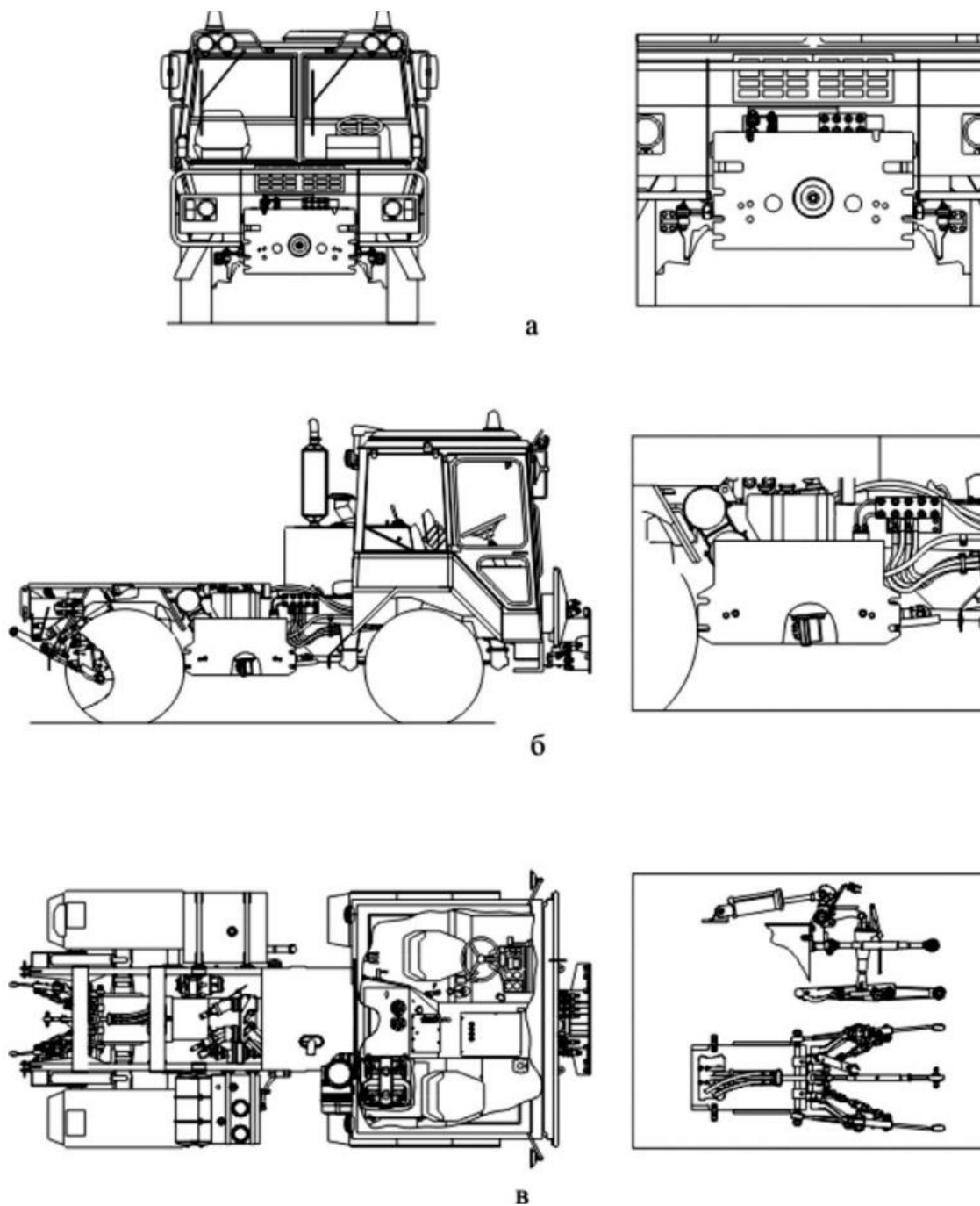
Для присоединения к шасси навесных, полунавесных и прицепных машин и орудий на шасси установлена навесная система. Она состоит из переднего, заднего и бокового навесных устройств. В качестве переднего навесного устройства установлена французская плита или плита DIN, которая также устанавливается в качестве бокового навесного устройства. Задним навесным устройством является шарнирный четырехзвенный механизм с механизмом фиксации навески в транспортном положении. Регулировка рабочего положения агрегируемых с шасси машин и орудий осуществляется гидросистемой.

Насосы гидросистемы - аксиально-поршневые нерегулируемые: насос Н1 – марка 310.2.28.04 с номинальной потребляемой мощностью 10 кВт,

номинальной подачей 0,7 л/с, работает при номинальном давлении 16 МПа; насос Н2 – марка 310.3.56.04.06, имеет номинальную потребляемую мощность 30 кВт, номинальную подачу 1,33 л/с, работает при номинальном давлении 25 МПа.

Масляный бак гидросистемы находится на раме с правой стороны шасси.

На рисунке 11.1 представлена конструктивная схема монтажа навесного оборудования на шасси Ш-406.



а – переднее навесное устройство; б – боковое навесное устройство,
в – заднее навесное устройство

Рисунок 11.1 – Монтаж рабочего оборудования на шасси

Гидравлическая принципиальная схема шасси Ш-406 с боковой плитой представлена на рисунке 11.2.

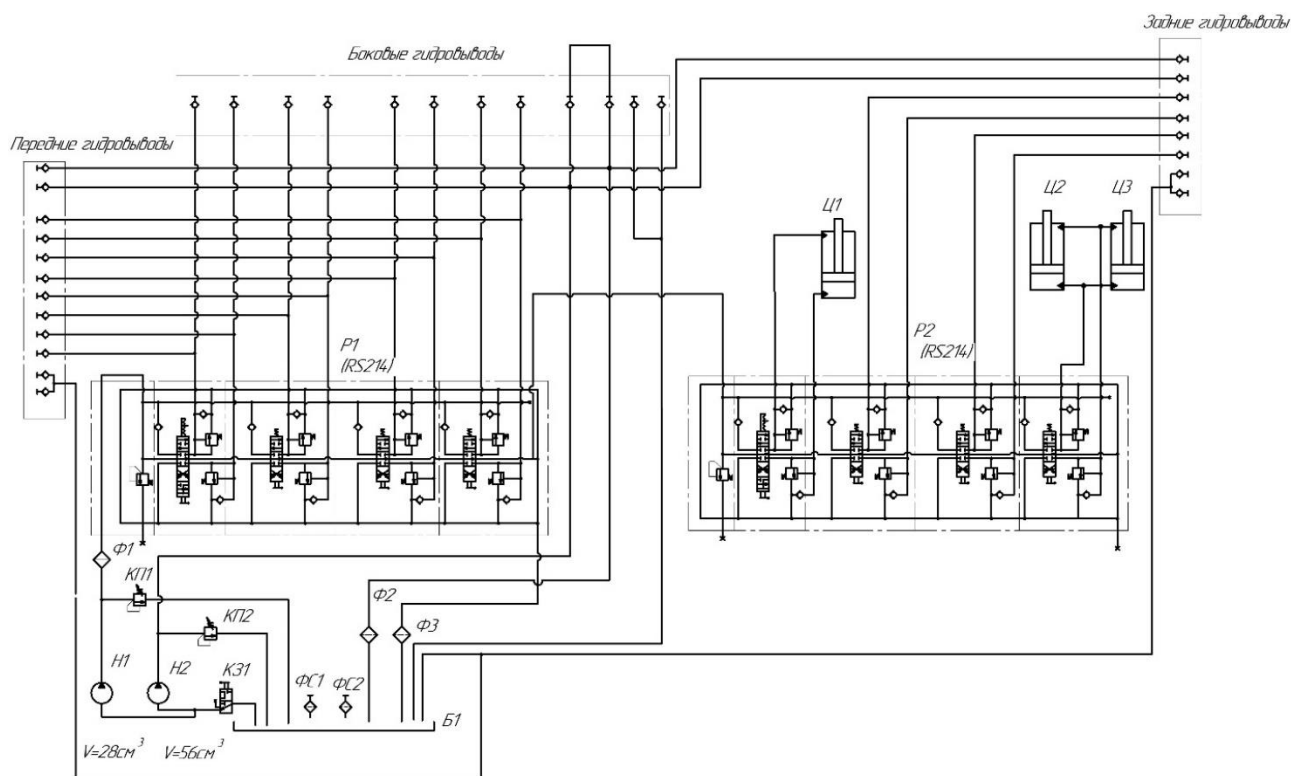


Рисунок 11.1 – Принципиальная гидравлическая схема шасси Ш-406 с боковой плитой

Гидравлическая система шасси Ш-406 состоит из гидробака Б1, двух аксиально-поршневых нерегулируемых насосов, шестисекционных гидрораспределителей P1 и P2 марки RS-214, гидроцилиндра задней навески Ц1, и двух гидроцилиндров подъема грузовой платформы Ц2 и Ц3, фильтра в напорной гидролинии марки ФГИ 12/3-25М с тонкостью фильтрации 25 мкм, двух фильтров в сливных гидролиниях марки 354-3405 080 с тонкостью фильтрации 10 мкм; предохранительного гидроклапана КП1 марки У462.815.1, установленного в напорной магистрали насоса Н1 и настроенного на максимальное давление 20 МПа; предохранительного гидроклапана КП2 марки 406-4600.185, установленного в напорной магистрали насоса Н2 и настроенного на максимальное давление 25 МПа; шести пар передних, шести пар боковых и четырех пар задних гидровыводов, снабженных быстроразъемными соединительными гидромuftами - с расходом рабочей жидкости 40 и 70 л/мин. Четыре секции шестисекционных гидрораспределителей предназначены для управления гидродвигателями подключенного рабочего оборудования. Управление золотниками гидрораспределителей P1 и P2 механическое – от рычагов управления, расположенных в кабине машины. Три секции каждого гидрораспределителя (P1 и P2) являются трехпозиционными шестилинейными, обеспечивают пуск, остановку и реверсивное движение подключенных гидродвигателей, а четвертая секция - четырехпозиционная шестилинейная,

обеспечивает плавающее положение рабочего органа в четвертой позиции золотника. В составе каждого гидрораспределителя (P1 и P2) находится секция с предохранительным гидроклапаном, настроенным на максимальное давление 16 МПа. Все выходные гидролинии гидрораспределителей P1 и P2 снабжены обратными гидроклапанами, обеспечивающими движение потока рабочей жидкости только в одном направлении. К гидрораспределителю P2 подключены три гидроцилиндра - Ц1, Ц2 и Ц3, два из которых – Ц2 и Ц3 работают синхронно в паре от одной общей управляющей секции распределителя. Поэтому свободных задних гидровыводов на две пары меньше, чем передних и боковых.

Лабораторная работа № 12

ИЗУЧЕНИЕ ГИДРОСИСТЕМЫ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА

Цель работы: определить скорости перемещения подвижных звеньев гидропривода рабочего оборудования и производительность погрузчика Амкодор-211 последовательно оснащаемого сменными рабочими органами для выполнения различных технологических операций (в полигонных условиях и в складском хозяйстве цеха).

Оборудование: погрузчик Амкодор-211, измерительная рулетка, секундомер.

Задание:

4. Изучить методику проведения эксперимента по методическим указаниям к лабораторной работе.
5. Вычертить принципиальную гидравлическую схему рабочего оборудования погрузчика и оформить в отчет описание работы гидропривода.
6. Выполнить эксперименты по определению скоростей движения штоков гидроцилиндров, перемещающих элементы рабочего оборудования, при оснащении погрузчика сменными рабочими органами.
7. Определить давления при подъеме рабочего оборудования с различными рабочими органами.
8. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу.
9. На основании полученных экспериментальных данных построить зависимость давления в гидроцилиндрах рабочего оборудования погрузчика от нагрузки на сменных рабочих органах.

Теоретические сведения

Рабочее оборудование универсального малогабаритного погрузчика состоит из стрелы 1 (рисунок 12.1), двух тяг 2, двух рычагов 3, сцепки 4 с гидроцилиндром 5 и сменных рабочих органов 8 (различные ковши, бульдозерный отвал, щетка и т.д.), устанавливаемых на сцепку посредством быстросменного устройства.

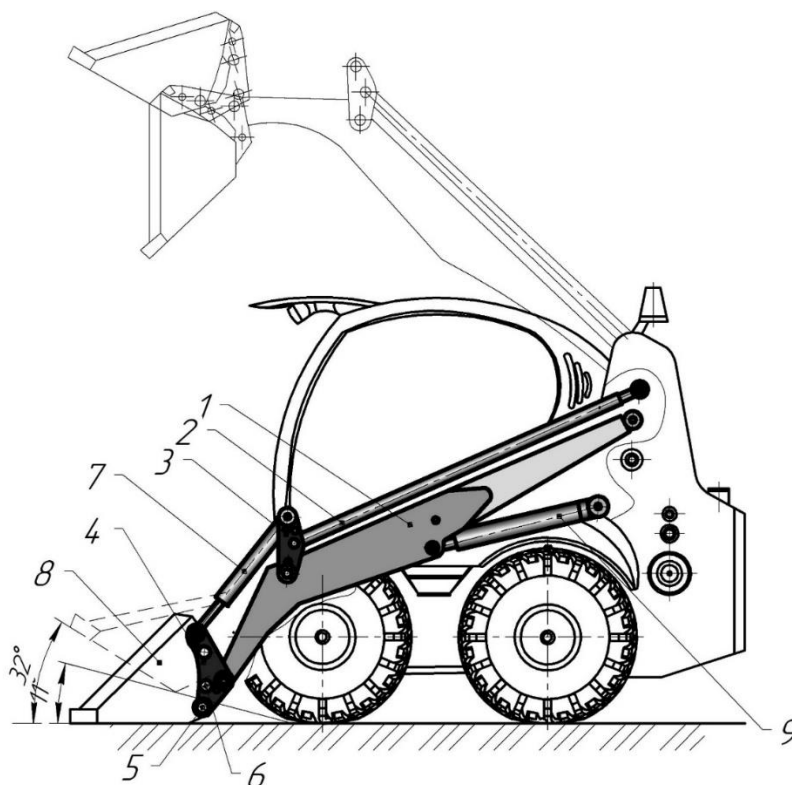


Рисунок 12.1 – Рабочее оборудование погрузчика Амкодор-211

Наличие в рабочем оборудовании тяг 2 и рычагов 3 обеспечивает параллельное перемещение рабочего органа 8 при подъеме (опускании) стрелы 1. Быстрая замена одного рабочего органа другим с рабочего места оператора обеспечивается быстросменным устройством на сцепке (рисунок 12.2).

Маневрируя стрелой и сцепкой, оператор посредством штифта 3 и пальцев 6, расположенных в механизме сцепки, фиксирует подвижные элементы 4 и двухстороннего захвата 2 на крюках, приваренных к сменному рабочему органу, и гидроцилиндрами поворота ковша запрокидывает на себя сцепку вместе с присоединенным рабочим органом до совмещения отверстий под замочные пальцы на сцепке и рабочем органе, после чего гидроцилиндром 5 задвигает замочные пальцы 6 в совмещенные отверстия с обеих сторон.

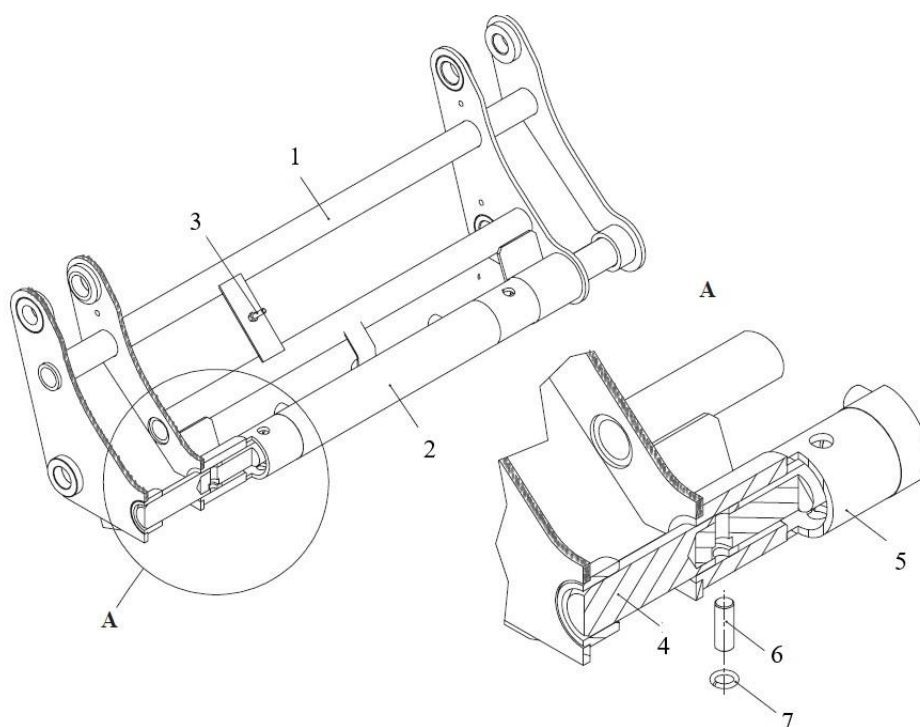


Рисунок 12.2 – Конструкция сцепки для быстрой смены рабочих органов универсального малогабаритного погрузчика Амкодор-211

Гидросистема рабочего оборудования (рисунок 12.3) служит для привода рабочих органов погрузчика и включает в себя: гидробак Б1, насос Н1, гидрораспределитель Р1, гидроцилиндры стрелы Ц1 и Ц2, гидроцилиндры стрелы Ц3 и Ц4, гидроцилиндр сцепки Ц5. Основной предохранительный клапан гидрораспределителя Р1 настроен на давление (20 ± 1) МПа. Для защиты полостей гидроцилиндров ковша от реактивных нагрузок в гидрораспределителе предусмотрены предохранительные клапаны, настроенные на давление (22 ± 1) МПа.

Для защиты поршневых полостей гидроцилиндров стрелы в гидрораспределителе установлен клапан предохранительный, настроенный на давление (25 ± 1) МПа. Для предотвращения возможного разряжения в гидросистеме предусмотрены обратные клапаны, расположенные в корпусе гидрораспределителя.

Для управления золотниками гидрораспределителя служат электрогидравлические блоки управления БК1, БК2, БК3. При последовательном включении блоков управления БК1-БК3 рабочая жидкость подается от насоса Н1 через клапаны блоков управления к элементам управления золотников гидрораспределителя. При этом рабочая жидкость от насоса одновременно направляется к соответствующим гидроцилиндрам, перемещающим подвижные звенья рабочего оборудования погрузчика. Из противоположных полостей гидроцилиндров рабочая жидкость через гидрораспределитель Р1, фильтр Ф1 поступает на слив в гидробак. Для очистки рабочей жидкости в сливной магистрали установлен фильтр Ф1 с предохранительным клапаном, настроенным на давление 0,4 МПа. Для измерения давления в гидросистеме

рабочего оборудования в штуцере напорной линии гидрораспределителя P1 предусмотрено отверстие для подключения манометра.

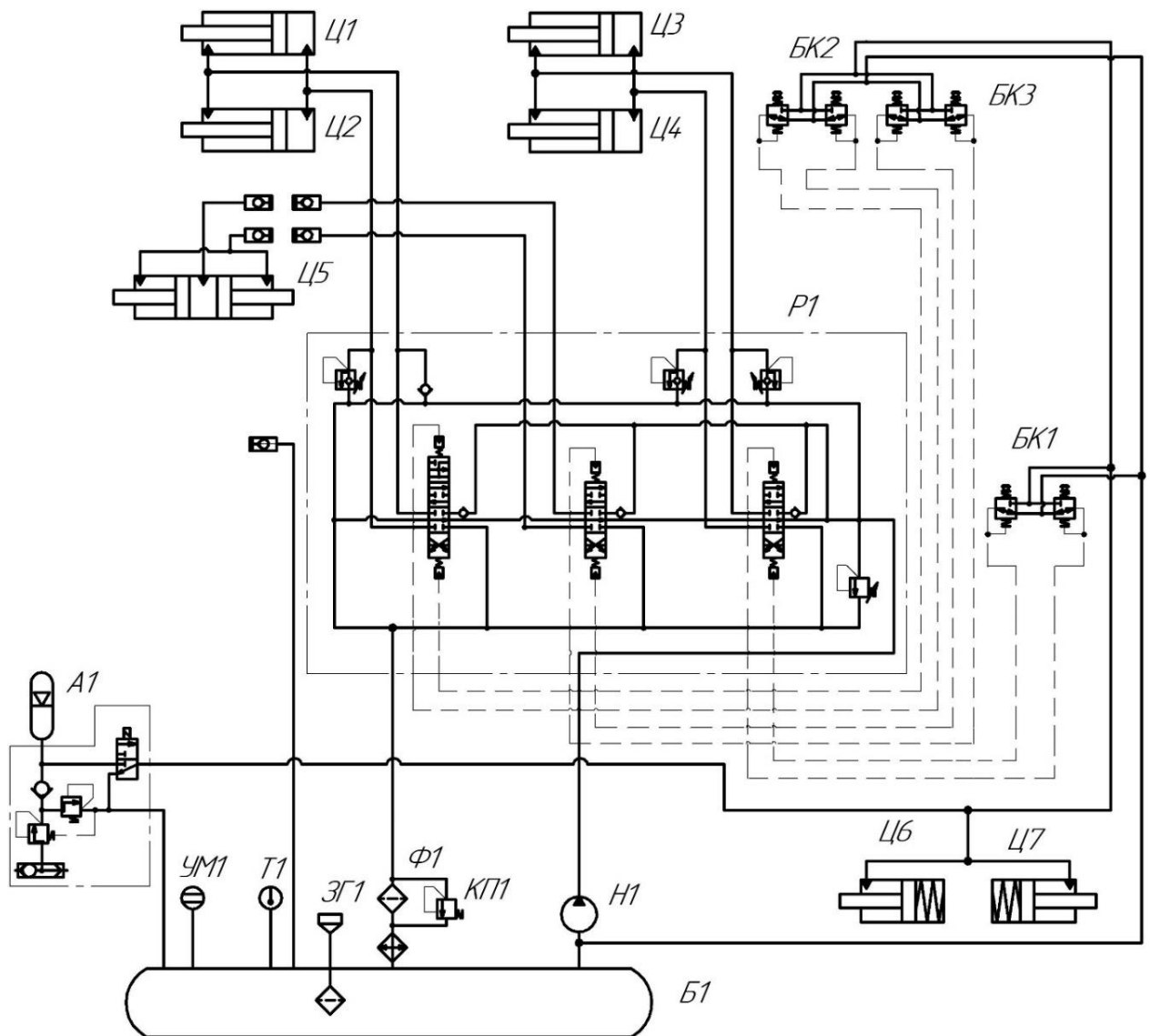


Рисунок 12.2 – Принципиальная гидравлическая схема рабочего оборудования погрузчика Амкодор-211

Гидросистема управления активными сменными рабочими органами также включает в себя блок питания с пневмогидравлическим аккумулятором А1. Блок питания с пневмогидравлическим аккумулятором А1 предназначен для поддержания постоянного давления в гидросистеме управления и обеспечения аварийного опускания стрелы при неработающем дизельном двигателе. Зарядка блока питания осуществляется через клапан «ИЛИ» и редукционный клапан, настроенный на давление 3 МПа от силовых линий насосов ходового

оборудования (см. лаб работу №6). Блок питания обеспечивает также выключение стояночного тормоза только при пристегнутом ремне безопасности сиденья кабины. При непристегнутом ремне безопасности, открытии двери кабины или нажатии выключателя блокировки рабочего оборудования и хода система управления блокируется, при этом органы управления отключаются, а стояночный тормоз включается.

Управляющее давление в контуре управления изменяется пропорционально углу наклона управляющих рычагов блоков БК1-БК3, обеспечивая тем самым изменение подачи насоса к гидроцилиндрам Ц1-Ц5 через гидрораспределитель Р1.

Перепад давления Δp в полостях гидроцилиндров рабочего оборудования погрузчика определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{4k_n \cdot mg}{\pi \cdot D_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\text{гц}}},$$

где k_n – коэффициент нагрузки, зависящий от конструкции рабочего оборудования;

m – масса рабочего органа, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$D_{\text{п}}$ – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

$\eta_{\text{гц}}$ – коэффициент полезного действия гидроцилиндра.

Порядок выполнения работы

1. Выполнить эксперименты (под руководством преподавателя или учебного мастера) по определению скоростей движения штоков гидроцилиндров рабочего оборудования погрузчика и давления в гидросистеме.
2. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в отчет.
3. По результатам экспериментальных и расчетных данных построить зависимость давления в гидросистеме погрузчика от нагрузки на рабочее оборудование.

Обработка экспериментальных данных

Результаты экспериментальных и расчетных данных оформляются в таблицу 12.1.

По результатам экспериментальных данных строится график зависимости давления от нагрузки на рабочее оборудование погрузчика.

Таблица 12.1 – Экспериментальные и расчетные данные по определению характеристик гидросистемы рабочего оборудования погрузчика

Наименование гидроцилиндра рабочего оборудования	Ход штока гидроцилиндра, м	Время передвижения штока гидроцилиндра t, c	Скорость передвижения штока гидроцилиндра $v_{ni}, \frac{m}{c}$	Перепад давлений в рабочих полостях гидроцилиндра $\Delta p, MPa$	Расход жидкости, $Q_{ni}, m^3/c$
Гидроцилиндр стрелы					
Гидроцилиндр поворота рабочего органа					

Контрольные вопросы

1. Где размещены на погрузчике гидроцилиндры рабочего оборудования?
2. Как осуществляется управление рабочим оборудованием погрузчика посредством объемного гидропривода?
3. Как осуществляется смена рабочих органов на погрузчике?
4. От каких параметров зависит величина давления в гидросистеме рабочего оборудования погрузчика?
5. Как управлять скоростью перемещения выходных звеньев рабочего оборудования погрузчика?
6. Поясните принцип работы гидросистемы рабочего оборудования погрузчика по принципиальной гидравлической схеме?

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ

Цель работы: определить основные технические параметры гидростатической трансмиссии пневмоколесного ходового оборудования универсального малогабаритного погрузчика с бортовым поворотом Амкодор-211.

Оборудование: погрузчик Амкодор-211, измерительная рулетка, секундомер.

Задание:

6. Изучить методику проведения эксперимента по методическим указаниям к лабораторной работе.

7. Вычертить принципиальную гидравлическую схему привода ходового оборудования погрузчика и оформить в отчет принцип работы гидропривода с объемным регулированием скорости выходного звена гидродвигателя.

8. Выполнить эксперименты по определению средней установившейся транспортной скорости движения погрузчика на различных участках дороги (на участке с асфальтированным покрытием и на участке грунтовой дороги).

9. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в таблицу.

10. Построить график зависимости транспортной скорости погрузчика от параметра, характеризующего свойства поверхности дороги.

Теоретические сведения

Погрузчик универсальный с бортовым поворотом АМКОДОР-211 (далее - погрузчик) предназначен для выполнения землеройно-транспортных работ на грунтах I и II категорий, производства строительно-монтажных и ремонтных работ, в том числе в стеснённых условиях, требующих большой мобильности, для механизации погрузочно-разгрузочных работ с сыпучими (песок, гравий, щебень и т.д.), кусковыми (камень, керамика и др.), длинномерными (трубы, древесина и др.), объемными (тубы из спрессованной упаковки, макулатура, строительный мусор и др.) материалами, для уборки проезжей части дорог в летнее и зимнее время года. Погрузчик может быть использован в

промышленном, гражданском и дорожном строительстве, в коммунальном хозяйстве, в аэропортах, на железнодорожном транспорте и в других областях.

Погрузчик оснащается основным ковшом и сменными рабочими органами.

На погрузчике установлена гидравлическая система привода ходового и рабочего оборудования. Ходовое оборудование погрузчика - полноприводное, с колесной формулой 4x4, с бортовым поворотом.

Все агрегаты и системы машины монтируются на базовой раме, представленной на рисунке 13.1.

В задней части рамы находятся два вертикальных полупортала 1 и 2, внутри которых выполнены полости для размещения: дизельного топлива (в нижней половине правого полупортала 1) и гидробака с рабочей жидкостью (в нижней половине левого полупортала 2). В верхней части полупортала 2 гидробак имеет заправочную горловину со встроенным клапаном избыточного давления. Для визуального контроля верхнего и нижнего уровней рабочей жидкости гидробак снабжен двумя маслоуказательными окнами. Для слива рабочей жидкости из гидробака предусмотрено отверстие, закрытое магнитной пробкой, задерживающей металлические фракции. Для очистки внутренних поверхностей гидробака снимают его крышку. Внутри под крышкой установлены: всасывающий фильтр, предназначенный для очистки рабочей жидкости, поступающей в гидросистему; датчик температуры жидкости - ДТ; датчик уровня рабочей жидкости - ДУ.

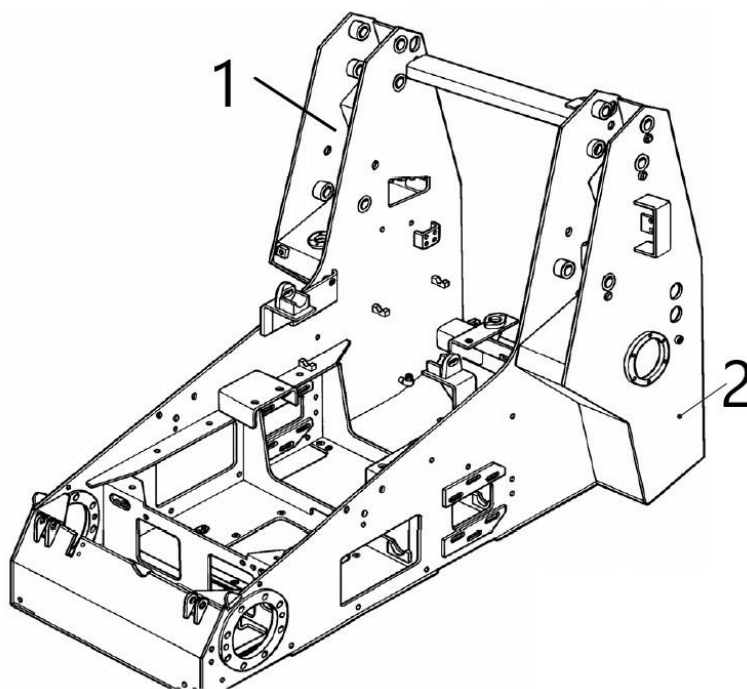


Рисунок 13.1 – Базовая рама погрузчика Амкодор-211

Кабина с рабочим местом оператора установлена на раме на резиновых амортизаторах с возможностью её опрокидывания вперёд для обеспечения доступа к агрегатам гидросистемы привода ходового оборудования при

обслуживании и ремонте. В кабине расположены: сиденье оператора, органы управления, пульт с контрольно-измерительными приборами, бачок омывателя стёкол (слева от сиденья), отсек (за сиденьем) для размещения аптечки и огнетушителя. Аккумуляторные батареи (АКБ) расположены в передних ящиках крыльев облицовки.

Ходовая часть с приводом смонтирована с обеих сторон горизонтальной продольной части рамы.

На погрузчике установлены пневматические шины с размером 12.4 L-16 модели Фбел-160М с рисунком повышенной проходимости.

Кинематическая схема привода ходового оборудования погрузчика показана на рисунке 13.2.

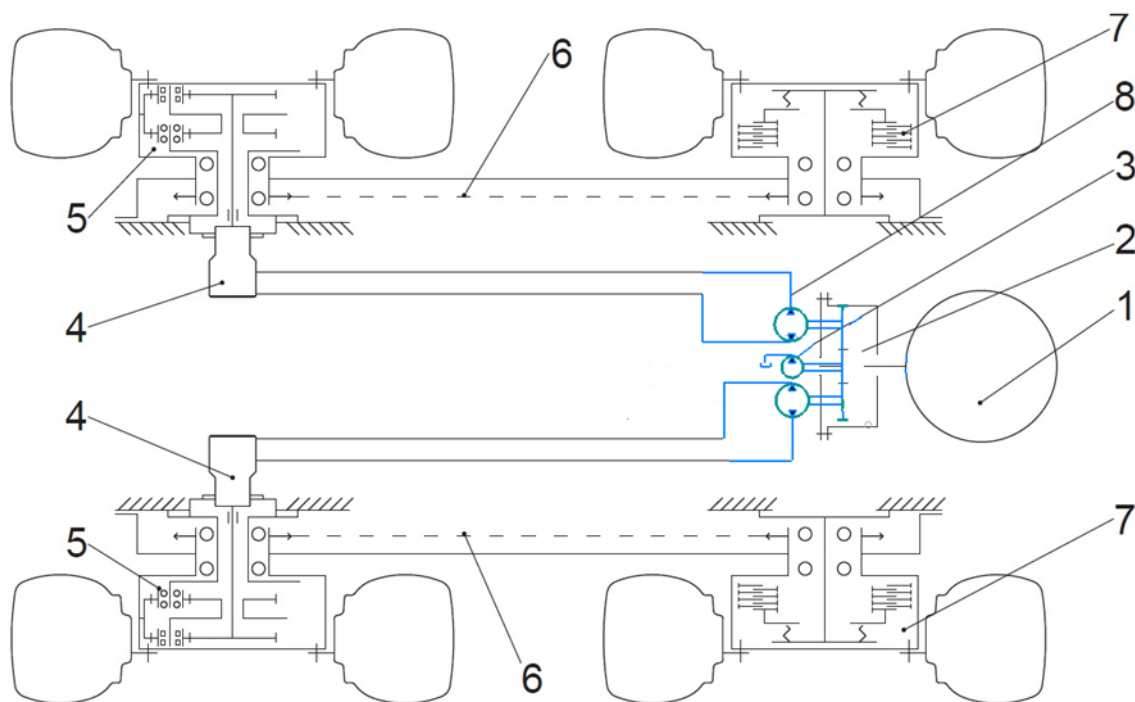


Рисунок 13.2 – Кинематическая схема трансмиссии ходового оборудования погрузчика

Силовая установка погрузчика состоит из дизельного двигателя 1, демпфирующей муфты с раздаточным редуктором 2 и трех насосов 3, 8; размещена между вертикальными полупорталами основной рамы на резиновых амортизаторах.

Крутящий момент от коленчатого вала дизельного двигателя 1 через демпфирующую муфту с раздаточным зубчатым редуктором 2 передается на тандем из двух регулируемых реверсивных гидронасосов 8 привода хода и нерегулируемого гидронасоса 3 привода рабочего оборудования. Насосы 8 гидравлически (через рукава высокого давления) связаны с соответствующими гидромоторами 4. Передача крутящего момента от гидромоторов на ходовые колёса погрузчика осуществляется посредством несвязанных друг с другом бортовых передач, каждая из которых включает в себя редуктор 5 привода

передних ведущих колёс, цепную передачу 6 для привода задних колес и заднюю ось со стояночным тормозом 7, расположенным в ступице этой оси.

Колёсный редуктор 5 представляет собой двухрядную замкнутую планетарную передачу, смонтированную в ступице колеса и вращаемую гидромотором 4.

Трогание с места, изменение скорости движения и остановка (торможение) осуществляются одновременным плавным изменением подачи насосов 8 (см. рисунок 13.2) привода обоих бортов от нулевой до максимальной и наоборот. Изменение направления движения погрузчика выполняется при одновременном изменении направления потока подаваемой жидкости тех же насосов, поворот машины – за счёт неодинаковой подачи насосов, разворот на месте – за счёт противоположного направления потоков с одинаковым расходом жидкости от обоих насосов.

Управление ходом погрузчика (трогание с места, изменение скорости и направления передвижения, повороты в движении и развороты на месте, остановка) осуществляются рычагом 1 ручного гидравлического блока управления (рисунок 13.3), смонтированного на пульте с левой стороны от сиденья и осуществляющего управление ходовым оборудованием посредством жидкости, перетекающей по трубопроводам 2 конструкции блока.

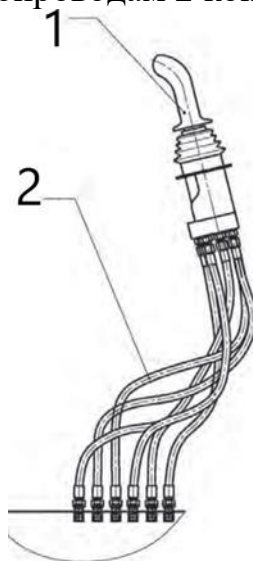


Рисунок 13.3 – Блок управления ходовым оборудованием погрузчика Амкодор-211

Гидравлическая принципиальная схема привода ходового оборудования погрузчика представлена на рисунке 13.4. Гидропривод ходового оборудования состоит из двух контуров, построенных по замкнутой схеме циркуляции рабочей жидкости и управляемых гидравлическим блоком БКЗ. В замкнутых контурах установлены насосы Н1 и Н2 - по одному на каждый борт, которые соединены соответственно с гидромоторами М1 и М2 с помощью рукавов высокого давления.

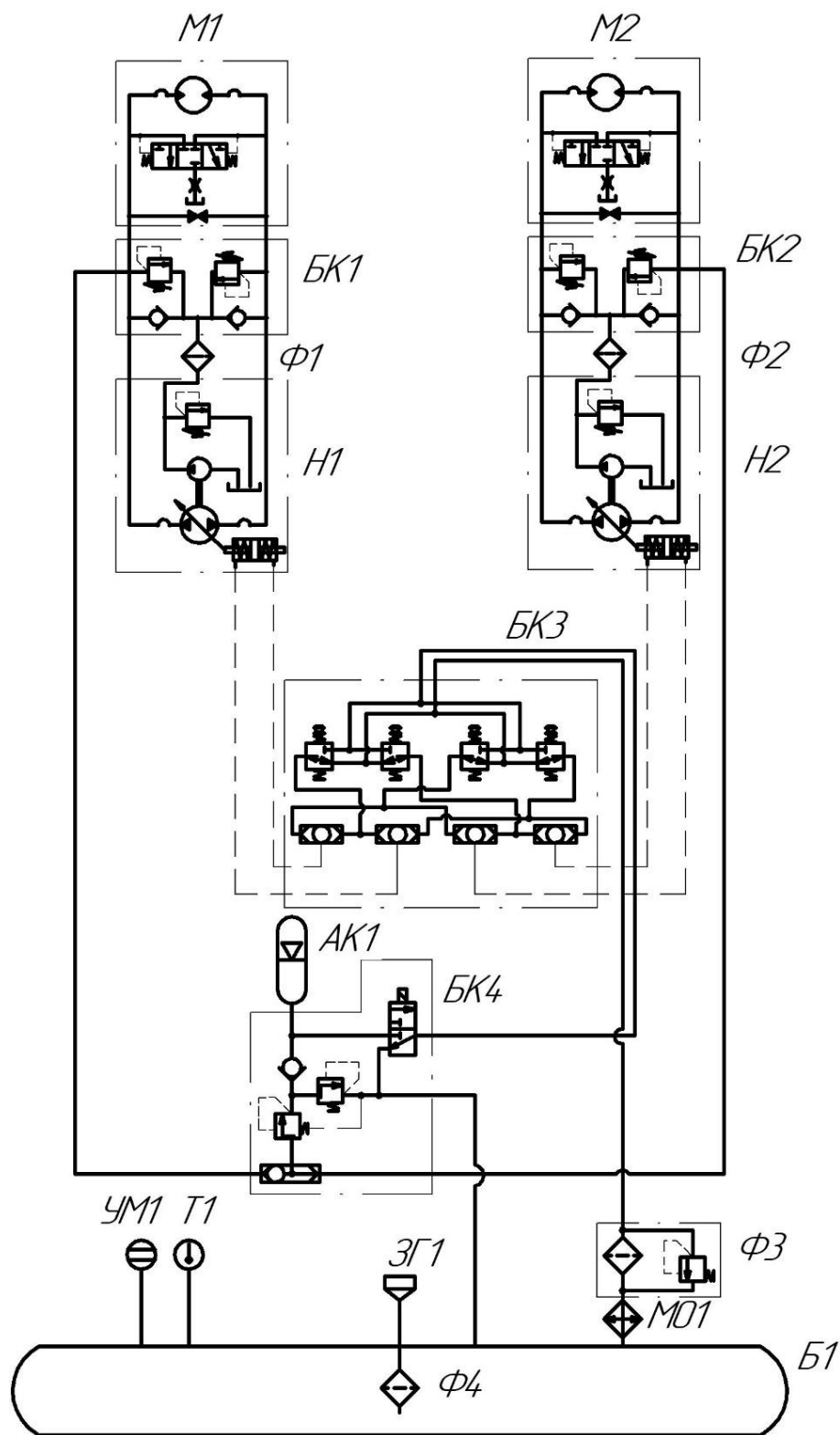


Рисунок 13.4 – Принципиальная гидравлическая схема привода ходового оборудования погрузчика Амкодор-211

Каждый замкнутый контур гидропривода имеет систему подпитки, включающую: насос подпитки, установленный на одном валу с основным насосом (H1, H2); блок клапанов (BK1, BK2), в составе которого – два обратных гидроклапана и два гидроклапана давления, обеспечивающие подачу жидкости

от насоса подпитки из гидробака Б1 в участки замкнутого контура с пониженным давлением; фильтр для очистки рабочей жидкости (Ф1, Ф2). Предохранительные клапаны гидросистемы настроены на давление (35 ± 1) МПа. Гидронасосы ходового оборудования укомплектованы ограничителем мощности, контролирующим рабочее давление обоих насосов и защищающим их от перегрузок. Мощность, поглощаемая гидравлической трансмиссией, пропорциональна давлению и расходу масла. При снижении давления поток автоматически увеличивается и мощность, потребляемая от двигателя, не превышает установленного значения.

Блок гидроклапанов БК4 с пневмогидравлическим аккумулятором АК1 предназначены для создания потока рабочей жидкости под давлением в гидролиниях ручного блока БК3 управления насосами привода хода и для выключения стояночного тормоза. Зарядка пневмогидравлического аккумулятора АК1 осуществляется через гидролинию высокого давления системы хода - давлением до 3,0 МПа.

При непристёгнутом ремне безопасности, открытии двери кабины или нажатии выключателя блокировки рабочего оборудования и хода, система управления блокируется, при этом органы управления отключаются, и включается стояночный тормоз. На гидробаке Б1 установлены: датчик контроля температуры жидкости Т1 и датчик уровня жидкости УМ1, заливная горловина ЗГ1 с сетчатым фильтром Ф4, маслоохладитель МО1. Сливная магистраль соединена с гидробаком через фильтр Ф3 с аварийным предохранительным гидроклапаном, который подает сигнал на пульт управления для оповещения о засорении фильтра Ф3.

В системе гидропривода с объемным способом регулирования, в частности – в системе привода ходового оборудования погрузчика, скорость выходного звена гидродвигателя (гидромотора) может изменяться:

- путем изменения подачи жидкости насосом (система с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором);
- регулируемым гидромотором (система с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом);
- двумя гидромашинами одновременно (система с регулируемым насосом и гидромотором).

Схемы и характеристики гидроприводов с различными способами регулирования скорости выходного звена гидродвигателя представлены на рисунке 13.5.

На схеме гидропривода с объемным регулированием (рисунок 13.5, а): 1 – насос, 2 – гидромотор, 3 – блок управления, включающий контрольно-регулирующие гидроаппараты, систему подпитки и систему охлаждения рабочей жидкости. В гидроприводе с регулируемым насосом 1 и нерегулируемым гидромотором 2 крутящий момент на валу гидромотора – величина постоянная ($M = \text{const}$ при изменяемой частоте вращения вала гидромотора n_m), а мощность N возрастает пропорционально подаче жидкости. Диапазон регулирования у данной системы ограничен минимальным значением КПД, который с увеличением подачи вначале растет, а затем снижается.

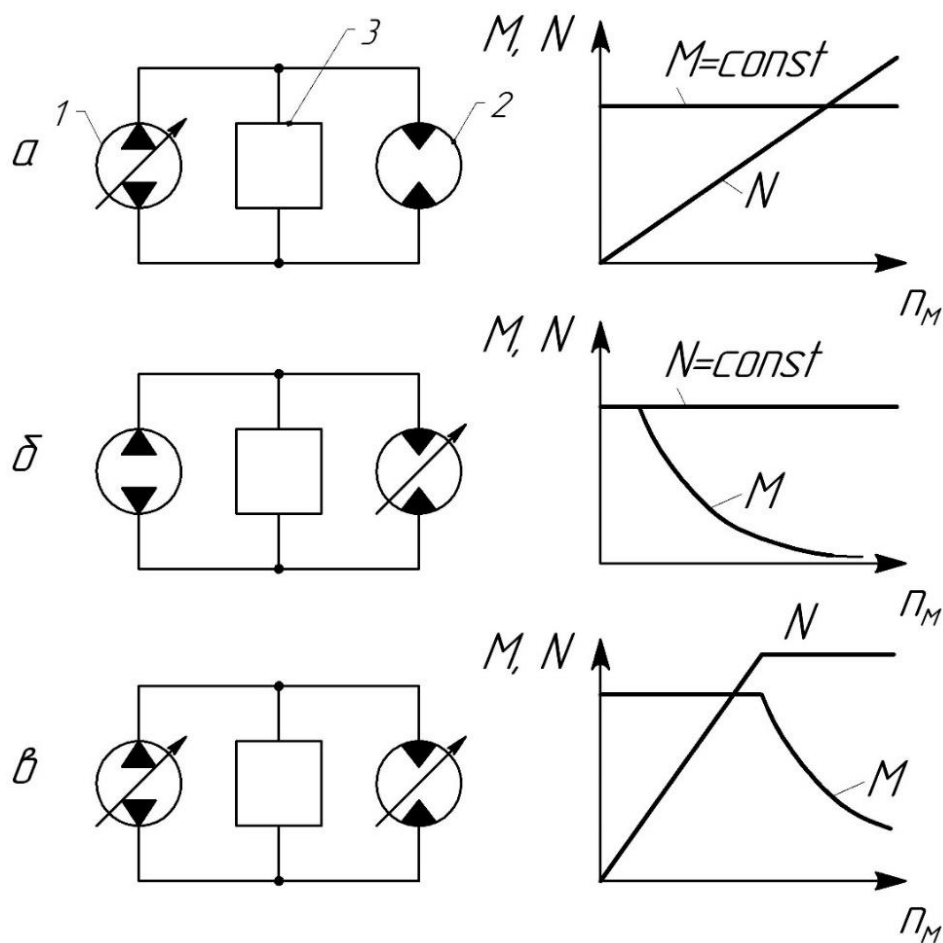


Рисунок 13.5 – Схемы и характеристики гидроприводов с объемным способом регулирования скорости выходного звена гидродвигателя

На схеме с регулируемым гидромотором и насосом с постоянной подачей жидкости (рисунок 13.5, б) изменение частоты вращения вала гидромотора достигается путем уменьшения его рабочего объема. При этом мощность сохраняет свою величину постоянной ($N = \text{const}$), а вращающий момент M уменьшается с увеличением частоты вращения вала гидромотора n_m . При некотором минимальном значении рабочего объема гидромотора $V_{\text{ом min}}$ привод останавливается. Преимущества таких систем – относительно небольшие механические потери, а недостаток – необходимость применения дистанционного управления гидромоторами.

В системах с регулируемым насосом и гидромотором (рисунок 13.5, в) возрастает диапазон регулирования частоты вращения n_m и крутящего момента M по сравнению с рассматриваемыми выше двумя системами объемного регулирования.

При этом график статической характеристики (рисунок 13.5, в) объединяет в себе предыдущие две зависимости (рисунок 13.5, а, б). Получаемая характеристика (зависимость мощности N и вращающего момента M от частоты вращения вала гидромотора n_m) дает возможность осуществлять движение

машин при минимальной скорости с максимальным моментом (плавное трогание с места и плавное торможение).

В рассматриваемом погрузчике Амкодор-211 применен объемный способ регулирования скорости перемещения ходового оборудования с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором.

Скорость перемещения погрузчика возможно определить по формуле:

$$v_{\text{п}} = \frac{n_{\text{м}} \cdot 2\pi \cdot 60 \cdot R_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{1000 \cdot i_{\text{тр}}}, \frac{\text{км}}{\text{ч}}, \quad (13.1)$$

где $n_{\text{м}}$ – частота вращения вала гидромотора, об/мин;

$R_{\text{к}}$ – радиус ведущего колеса погрузчика, м;

$i_{\text{тр}}$ – передаточное число механической части трансмиссии погрузчика ($i_{\text{тр}} = 34,2$);

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД механической части трансмиссии ($\eta_{\text{тр}} = 0,85$).

Мощность гидропривода N зависит от перепада давления на гидромоторе $\Delta p_{\text{м}}$, который уменьшается с увеличением нагрузки на его валу:

$$N = \eta_{\text{м}} \cdot Q_{\text{м}} \cdot \Delta p_{\text{м}} = \eta_{\text{ГММ}} \cdot n_{\text{м}} \cdot V_{\text{ом}} \cdot \Delta p_{\text{м}}, \quad (13.2)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – полный КПД гидромотора ($\eta_{\text{м}} = 0,95$);

$Q_{\text{м}}$ – расход жидкости, проходящий через гидромотор, м³/с;

$\eta_{\text{ГММ}}$ – гидромеханический КПД гидромотора ($\eta_{\text{ГММ}} = 0,98$);

$V_{\text{ом}}$ – рабочий объем гидромотора ($V_{\text{ом}} = 46 \text{ см}^3/\text{об}$).

Перепад давления на валу гидромотора возможно определить с учетом силы сопротивления движению колес погрузчика:

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{2\pi \cdot R_{\text{к}} \cdot F_{\text{сопр}}}{\eta_{\text{ГММ}} \cdot V_{\text{ом}}}, \text{ МПа}, \quad (13.3)$$

где $F_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления движению колес погрузчика, Н.

Сила сопротивления движению колес погрузчика вычисляется из уравнения

$$F_{\text{сопр}} = G(z_{\text{р}} \cdot \varphi_{\text{сц}} + f_{\text{к}}), \text{ Н}, \quad (13.4)$$

где G – вес погрузчика ($G = mg = 3800 \cdot 9,81 = 37278 \text{ Н}$);

$z_{\text{р}}$ – коэффициент использования сцепного веса, $z_{\text{р}} = G_{\text{сц}}/G = 1$ (отношение сцепного веса погрузчика к эксплуатационному весу машины с основным ковшом, при всех приводных колесах машины принимаем $z_{\text{р}} = 1$);

$\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления колес с поверхностью дороги;

$f_{\text{к}}$ – приведенный коэффициент сопротивления качению колес.

Приведенный коэффициент сопротивления качения колес определяется по формуле:

$$f_k = 0,19 \cdot 10^{-2} \cdot k^{1/3} \cdot \sqrt[3]{\frac{G(1 + 10,2p)}{D_k^2 \cdot b}} + 8,8 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{1 + 10,2p}{p^2 D_k b}}, \quad (13.5)$$

где D_k – диаметр ведущего колеса, м;
 p – давление воздуха в шинах, МПа;
 b – ширина шин, м.

Характеристики поверхности дороги приведены в таблице 13.1.

Таблица 13.1 – Характеристики поверхности дороги

Поверхность качения дороги	Коэффициент сцепления колес с дорогой $\varphi_{сц}$	Коэффициент, характеризующий деформативные свойства поверхности качения, k , м ³ /МН
Асфальт сухой	0,70...0,90	0,000306
Грунт укатанный	0,65...0,85	0,0022
Глинистый участок	0,55...0,70	0,0024
Песок влажный	0,20...0,40	0,136
Грязь глубокая	0,10...0,15	0,869

Вращающий момент на валу гидромотора:

$$M_M = \frac{\eta_{ГММ} \cdot V_{ОМ} \cdot \Delta P_M}{2\pi}. \quad (13.6)$$

Сила тяги погрузчика:

$$F_T = \frac{i_{тр} \cdot \eta_{МП} \cdot M_M}{R_K}, \text{ Н}, \quad (13.7)$$

где $\eta_{МП}$ – общий КПД механической передачи погрузчика ($\eta_{МП} = 0,86$).

Производительность насоса ходового оборудования погрузчика для замкнутого контура одного из двух бортов определяется по уравнению:

$$Q_H = \frac{n_M \cdot V_{ОМ}}{\eta_{ОМ}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (13.8)$$

где $\eta_{ОМ}$ – объемный КПД гидромотора ($\eta_{ОМ} = 0,96$).

Для определения зависимости скорости движения погрузчика от производительности насоса, необходимо в уравнение (13.8) подставить выражение для определения частоты вращения вала гидромотора n_m , получаемое из уравнения (13.1).

В результате выполнения математических операций по подстановке, получим следующее уравнение:

$$Q_n = \frac{1000 \cdot v_n \cdot i_{тр} \cdot V_{ом}}{60 \cdot 2\pi \cdot R_k \cdot \eta_{ом} \cdot \eta_{тр}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (13.9)$$

С целью построения графической зависимости скорости перемещения погрузчика от подачи насоса ходового оборудования уравнение (13.9) возможно преобразовать к следующему виду:

$$v_n = k_{тр} \cdot Q_n, \quad (13.10)$$

где $k_{тр}$ – коэффициент трансмиссии ходового оборудования погрузчика.

Коэффициент трансмиссии ходового оборудования погрузчика для конкретной машины можно считать величиной постоянной и определять по следующей зависимости:

$$k_{тр} = \frac{60 \cdot 2\pi \cdot R_k \cdot \eta_{ом} \cdot \eta_{тр}}{1000 \cdot i_{тр} \cdot V_{ом}}. \quad (13.11)$$

Графическая интерпретация уравнения (6.10) представляет собой прямую линию, проходящую через начало координат под углом наклона к оси абсцисс $\alpha = \arctg k_{тр}$, так как угол наклона графика прямой определяется по отношению:

$$tg\alpha = \frac{v_{ni}}{Q_{ni}}, \quad (13.12)$$

где v_{ni} , Q_{ni} – текущие значения скорости движения погрузчика и подачи насоса контура гидропривода ходового оборудования, соответствующие определенным промежуточным положениям рычага 1 (см. рисунок 13.3) блока управления ходом машины в процессе эксперимента.

На рисунке 13.6 представлена графическая зависимость скорости движения погрузчика от подачи насоса.

На рисунке 13.7 представлена схема для выполнения эксперимента по определению транспортной скорости погрузчика при различных дорожных условиях.

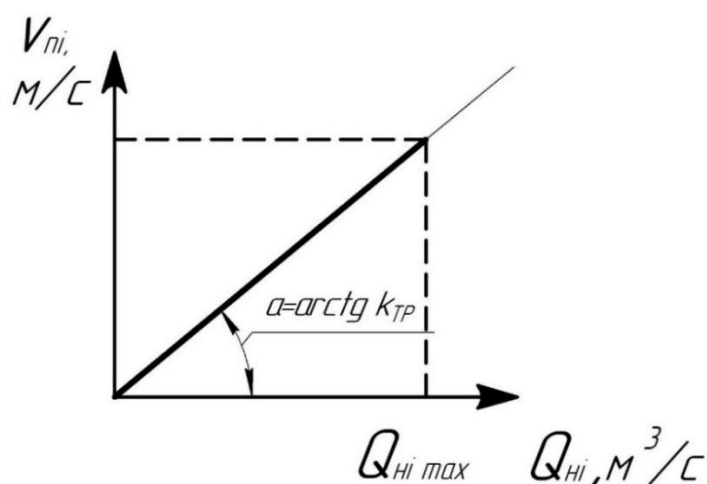


Рисунок 13.6 – График зависимости скорости передвижения погрузчика от расхода насоса гидростатической трансмиссии

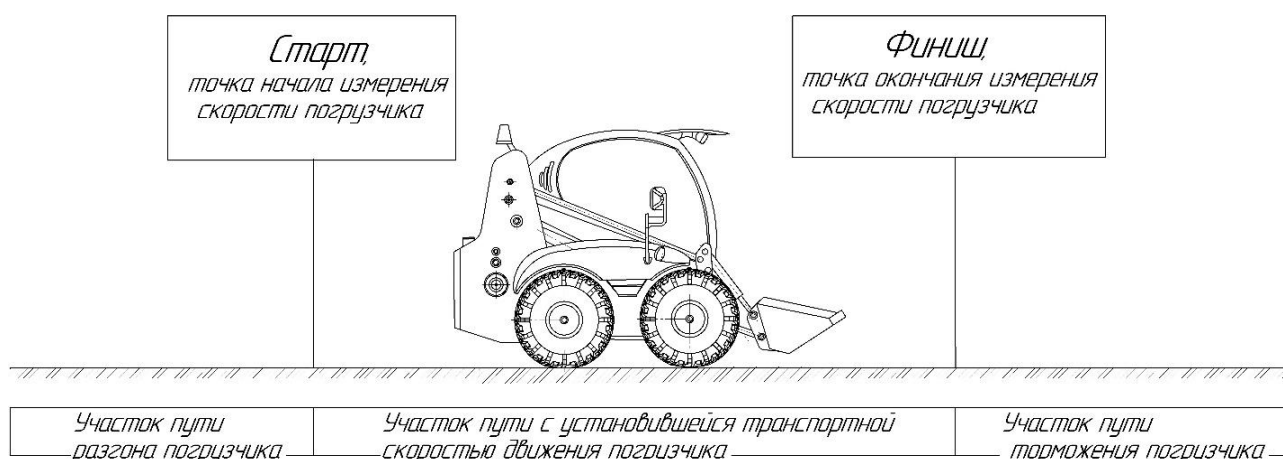


Рисунок 13.7 – Схема для выполнения эксперимента по определению транспортной скорости погрузчика

Транспортную скорость погрузчика рекомендуется измерять на участке пути с установившейся скоростью движения. Для этого начало измерения времени передвижения необходимо производить, когда передняя кромка ковша погрузчика пересечет линию с отметкой «старт». Окончание измерения необходимо выполнить в момент, когда передняя кромка ковша пересечет линию с отметкой «финиш».

Порядок выполнения работы

1. Выполнить эксперименты (под руководством преподавателя или учебного мастера) по определению транспортной скорости погрузчика $v_{п}$ на различных участках дороги (грунтовым и с асфальтовым покрытием) при различных промежуточных положениях рычага блока управления ходовым оборудованием.
2. Вычислить частоту вращения вала гидромотора привода ходового оборудования погрузчика n_m при различных экспериментальных значениях транспортной скорости, используя формулу (13.1).
3. Определить параметры гидростатической трансмиссии ходового оборудования погрузчика, пользуясь уравнениями (13.2 – 13.11).
4. Результаты экспериментальных и расчетных данных оформить в отчет.
5. По результатам экспериментальных и расчетных данных построить статическую характеристику объемного регулирования гидростатической трансмиссии, управляющей скоростью передвижения погрузчика и график зависимости скорости передвижения погрузчика от подачи регулируемого насоса.
6. Сравнить графики, построенные по экспериментальным данным, с теоретическими зависимостями (см. рисунки 13.5 и 13.6).

Обработка экспериментальных данных

Таблица 13.1 – Экспериментальные и расчетные данные по определению характеристик гидростатической трансмиссии ходового оборудования погрузчика с бортовым поворотом

Номер опыта	Характеристика покрытия дороги	Время передвижения погрузчика по участку пути с установившейся скоростью t, c	Скорость передвижения погрузчика $v_{пi}, \frac{m}{c}$	Перепад давлений на валу гидромотора $\Delta p, MPa$	Расход жидкости, $Q_{пi}, m^3/c$	Мощность $N, Вт$	Вращающий момент на валу гидромотора M_m, Nm

Контрольные вопросы

1. Где размещены на погрузчике гидробак и бак с дизельным топливом?
2. Как осуществляется управление ходовым оборудованием погрузчика?

3. Как осуществляется трогание с места, изменение скорости движения и остановка (торможение)?
4. Как осуществляется изменение направления движения погрузчика, поворот по минимальному радиусу?
5. Какой параметр трансмиссии определяет максимальную транспортную скорость машины?
6. Как остановить ходовое оборудование движущегося погрузчика?
7. Какие параметры и зависимости характеризуют объемный способ регулирования скорости выходного звена гидродвигателя?
8. Как определить угол наклона прямой линии графика зависимости скорости погрузчика от величины подачи регулируемого насоса ходового оборудования?
9. Поясните работу блока управления ходовым оборудованием по принципиальной гидравлической схеме?

Лабораторная работа № 14

ИЗУЧЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Цель работы: изучить особенности конструкции гидродинамической трансмиссии ходового оборудования мобильной технологической машины.

Оборудование: гидродинамический трансформатор в разобранном виде.

Задание:

1. Изучить конструкцию гидродинамической трансмиссии ходового оборудования мобильной технологической машины по методическим указаниям;
2. Изучить конструкция гидротрансформатора, представленного в разобранном виде;
3. Вычертить конструктивную схему гидротрансформатора и описать в отчете принцип его работы.
4. Вычертить кинематическую схему гидродинамической трансмиссии строительной машины и описать ее принцип работы.

Теоретические сведения

В строительных машинах с гидродинамической трансмиссией между двигателем и коробкой передач устанавливается гидротрансформатор.

На погрузчике оборудованном гидродинамической трансмиссией (рисунок 14.1) размещается двигатель 1, к маховику которого крепится гидротрансформатор 2, а к нему, в свою очередь, крепится коробка передач 3, от которой передается вращающий момент на механическую трансмиссию 4 к колесам строительной машины. Все эти агрегаты соединены между собой механически.

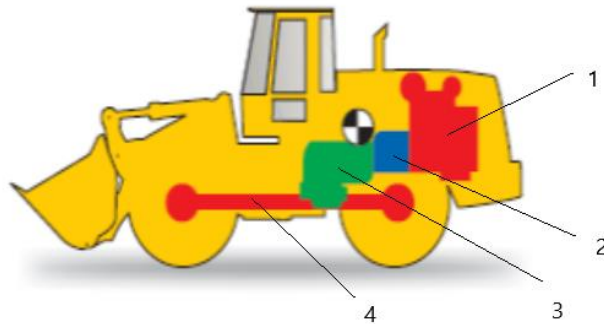


Рисунок 14.1 – Расположение агрегатов гидродинамической трансмиссии на погрузчике

На рисунке 14.2 представлена кинематическая схема строительной машины, оборудованной гидродинамической трансмиссией с четырехступенчатой коробкой скоростей.

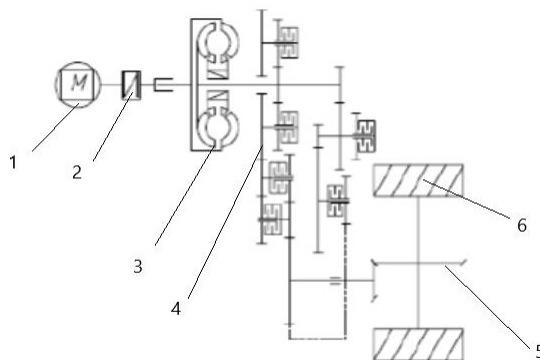


Рисунок 14.2 – Кинематическая схема гидродинамической трансмиссии строительной машины

К маховику двигателя 1 посредством муфты 2 крепится гидротрансформатор 3. К выходному валу гидротрансформатора подключена четырехступенчатая коробка скоростей 4, связанная механически с главной передачей 5 привода ведущих колес строительной машины.

На рисунке 14.3 представлена конструкция размещения гидротрансформатора на приводном дизельном двигателе строительной машины: 1-двигатель, 2 – гидротрансформатор.

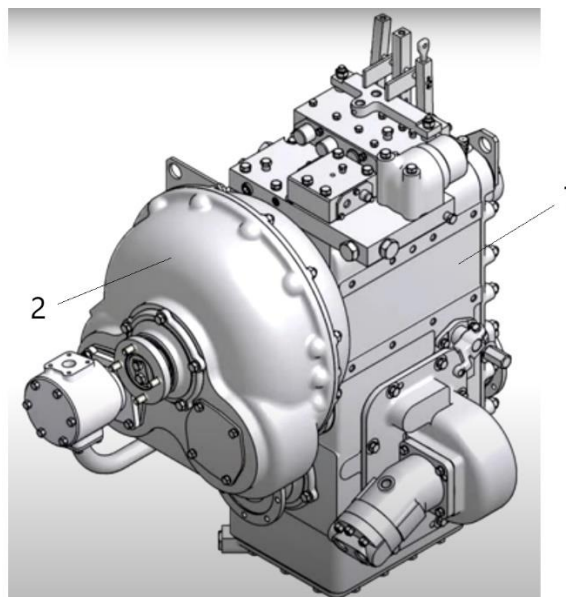


Рисунок 14.3 – Дизельный двигатель с гидротрансформатором в сборе

Гидродинамическая передача — это устройство для передачи вращающего момента посредством двойного преобразования механической энергии вращения в кинетическую энергию потока жидкости и обратно посредством работающих в корпусе с жидкостью лопастных колес.

В корпусе гидродинамической передачи находится постоянный объем жидкости и размещены лопастные колеса. В основу конструкции современных гидродинамических передач положено геометрическое тело, называемое тором. Тор разделён лопастными колесами на две, три или несколько частей с возможностью их независимого вращения друг относительно друга.

Гидродинамические передачи разделяют на три основных типа: гидродинамические муфты (гидромуфты), гидротрансформаторы и комплексные гидродинамические передачи.

Гидромуфта осуществляет передачу вращения без преобразования вращающего момента.

Гидротрансформатор, в отличие от гидромуфты, преобразует величину вращающего момента на выходном валу.

Комплексные гидродинамические передачи способны работать как в режиме гидромуфты, так и в режиме гидротрансформатора.

Конструктивная схема гидродинамической муфты (гидромуфты) представлены на рисунке 14.4.

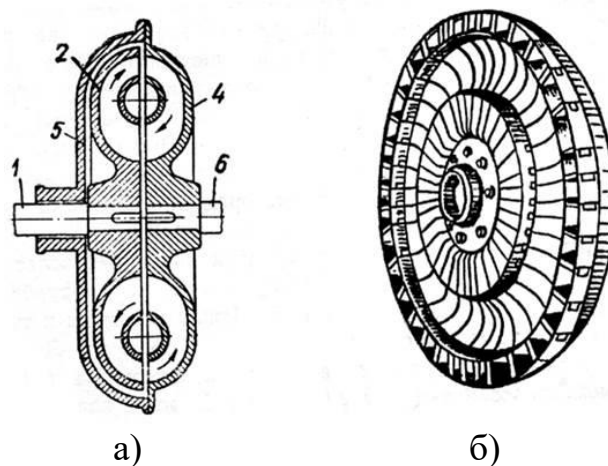


Рисунок 14.4 – Гидродинамическая муфта

В корпусе 5 гидромуфты имеется два лопастных колеса (рисунок 14.4, а): насосное 4, соединённое с ведущим валом 6 (валом двигателя) и турбинное 2, соединённое с ведомым валом 1 (исполнительного механизма или потребителя механической энергии). Жёсткая кинематическая связь между колёсами отсутствует. Лопасти обоих колёс жестко прикреплены к торообразным поверхностям, которые образуют рабочую полость гидродинамической передачи (рисунок 14.4, б).

Рабочая полость заполняется жидкостью, за счёт которой происходит перенос энергии внутри передачи, а также смазка и охлаждение. Получающее энергию вращения извне (от внешнего приводного двигателя) насосное колесо посредством своих лопастей передаёт энергию потоку жидкости. Поток жидкости обтекает лопасти турбинного колеса, приводит его во вращение, тем самым сообщая ему энергию вращения, используемую на выходном валу для преодоления сопротивления исполнительного механизма (потребителя).

Гидротрансформатор состоит из трёх основных элементов (рисунок 14.5): насосного колеса 3, турбинного колеса 2 и реакторного колеса 4 (реактора).

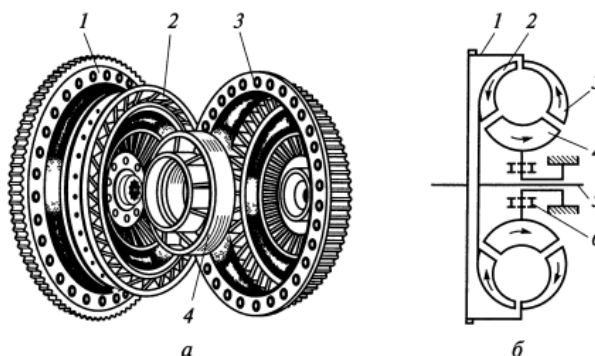


Рисунок 14.5 - Гидротрансформатор

Конструктивно все три элемента обычно расположены в общем корпусе 1, причём насосное колесо 3 зачастую заблокировано с корпусом 1, турбинное 2 - свободно вращается внутри корпуса на подшипниках, а реактор 4 неподвижно закреплён на некоей монтажной опоре 6 вне корпуса и вращаться не может.

Крутящий момент подаётся на корпус гидротрансформатора, а снимается с ведомого вала 5, соединённого с турбинным колесом 2.

Величина передаваемого крутящего момента в гидротрансформаторе изменяется за счёт реакторного колеса, и в любом гидротрансформаторе величина крутящего момента на турбинном колесе равна сумме моментов на насосном колесе и на реакторном.

Коэффициент трансформации крутящего момента гидротрансформатора представляет собой отношение крутящего момента выходного вала к крутящему моменту входного звена.

Максимальное значение коэффициента трансформации у каждого гидротрансформатора своё. И в общем случае, чем выше коэффициент трансформации, тем при меньшем значении кинематического передаточного отношения достигается наивысший КПД гидродинамической передачи.

Передаточное отношение гидродинамической передачи представляет собой отношение частоты вращения выходного звена к частоте вращения входного звена. Максимальное значение коэффициента трансформации определяется такими конструктивными параметрами как: активный диаметр, тип и расположение колёс, угол наклона лопастей. У всех гидротрансформаторов без исключения имеется такой диапазон, в котором значения коэффициента трансформации ниже единицы. Это нежелательный диапазон: значения КПД здесь крайне низки, а какая-либо длительная работа в таком режиме не имеет смысла.

Комплексная гидродинамическая передача объединяет в себе свойства гидромуфты и гидротрансформатора, способна работать в обоих режимах, вследствие чего имеет более широкий диапазон высоких значений КПД.

Характерной конструктивной особенностью комплексной гидродинамической передачи (рисунок 14.6) является расположенное на муфте свободного хода подвижное колесо реактора $A1$.

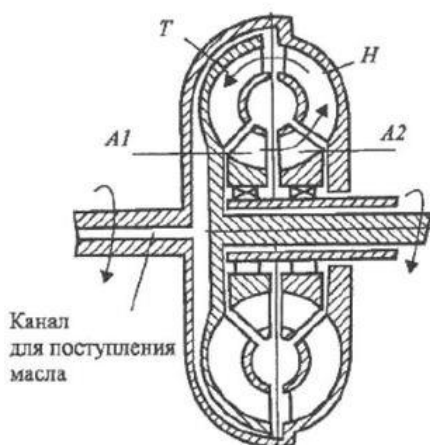


Рисунок 14.6 – Комплексная гидродинамическая передача

Муфта свободного хода позволяет заклинивать реактор при работе комплексной гидродинамической передачи в режиме гидротрансформатора и

освобождать в режиме гидромуфты, причём переход с одного режима на другой происходит автоматически в зависимости от кинематического передаточного отношения. Также особенностью комплексных гидродинамических передач является то, что в них обычно применяются центростремительные турбины T , в связи с тем, что таковые обеспечивают достаточную энергоёмкость при работе комплексной гидродинамической передачи в режиме гидромуфты.

Комплексная гидродинамическая передача может иметь один или два реакторных колеса $A1$ и $A2$ (рисунок 14.6), каждое из которых расположено на своей муфте свободного хода. Два реактора позволяют получить в одном корпусе как бы два гидротрансформатора с отличающимися характеристиками трансформации крутящего момента.

Данное решение позволяет расширить зону высоких значений КПД. Внешняя характеристика такой комплексной гидродинамической передачи состоит из трёх характеристик элементарных передач. Поэтому в некоторой технической литературе такие комплексные гидродинамические передачи называются «трёхфазными».

Ввиду своей конструкции и отсутствию жёсткой кинематической связи между входным и выходным звеньями гидродинамические передачи обладают рядом ценных качеств, обуславливающих их распространение в трансмиссиях машин. Гидродинамические передачи способны ограничивать момент сопротивления, нагружающего двигатель, а также способны сглаживать пульсации этого момента при пульсирующем изменении сопротивления потребителя. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, тем самым увеличивая их долговечность. Способны нивелировать перегрузку двигателя в момент разгона машины или пуска приводимого агрегата, благодаря чему отпадает необходимость завышения мощности двигателя для уверенной работы в разгонных и стартовых режимах. Гидротрансформаторы и комплексные гидропередачи способны обеспечивать бесступенчатое изменение крутящего момента в обратной зависимости от изменения частоты вращения выходного звена, так что при возрастании сопротивления потребителя и, следовательно, при снижении частоты вращения выходного звена, крутящий момент увеличивается. Это позволяет оптимально использовать всю доступную мощность двигателя при практически любой частоте вращения выходного звена, что в случае транспортных машин способствует формированию так называемой гиперболической тяговой характеристики.

Гидродинамические передачи могут работать как в тяговом, так и в тормозном режимах: то есть, они могут передавать энергию вращения как с входного звена на выходное, так и обратно. Важной особенностью гидродинамических передач является то, что все вышеупомянутые функции они могут выполнять автоматически, без разрыва потока передаваемой энергии и без вмешательства человека или какого-либо управляющего устройства. КПД оптимальных режимов работы гидродинамических передач может достигать значений в 85–98 %.

2.2 Рекомендации к выполнению практических работ

В ходе практического занятия рассматриваются типовые гидравлические схемы и выполняются расчеты по определению параметров объемных гидроприводов дорожно-строительных, подъемно-транспортных и технологических машин строительного комплекса. Вопросы, рассматриваемые на практических занятиях, являются базой для выполнения задач курсовой работы по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод». Полный комплекс решения задач на практических занятиях является гарантией успешного выполнения курсовой работы. Каждому студенту рекомендуется на практических занятиях выполнять расчеты с исходными данными в соответствии с заданием на курсовую работу и в конце занятия представлять на проверку преподавателю. Затем выполненное и проверенное задание переносится студентом с бумажного носителя (отчета о практической работе) в электронную форму – расчетно-пояснительную записку к курсовой работе.

Практическая работа №1

Проектирование принципиальной гидравлической схемы привода рабочего и ходового оборудования строительной машины

Цель работы: составить принципиальную гидравлическую схему привода рабочего и ходового оборудования строительной машины в соответствии с вариантом задания.

Задание:

1. Изучить принципы построения гидравлических схем для объемных гидроприводов строительных машин по методическим указаниям;
2. Изучить условные графические обозначения элементов объемного гидропривода в принципиальных гидравлических схемах в соответствии с ГОСТ 2.781 – 96 (2011) и ГОСТ 2.782-96 (2011).
3. Составить принципиальную гидравлическую схему гидропривода строительной машины по варианту задания (по указанию преподавателя).

Теоретические сведения

В соответствии с ГОСТ 2.701-2008 применяют три типа схем: структурные, принципиальные и схемы соединений.

Схемой называют конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними. На схемах действительное пространственное расположение составных частей изделия обычно не учитывают или учитывают приближенно.

Графические обозначения элементов на схеме следует располагать таким образом, чтобы линии связи были наименьшей длины, а также число их изломов и взаимных пересечений было минимальным. На поле схемы допускается помещать спецификации, различные технические данные, например, технические требования, таблицы, диаграммы и т.п.

Гидравлические и пневматические схемы в зависимости от их основного назначения разделяют на следующие типы:

- структурные;
- принципиальные;
- соединения (монтажные).

На структурной схеме изображают все основные функциональные части изделия (элементы, устройства и функциональные группы) и основные взаимосвязи между ними. Функциональные части на схеме изображают сплошными основными линиями в виде прямоугольников или условных графических обозначений. Графическое построение схемы должно давать наиболее наглядное представление о последовательности взаимодействия функциональных частей в изделии. На линиях взаимосвязей рекомендуется указывать направление потоков рабочей среды. На схеме должны быть указаны наименования каждой функциональной части изделия, если для ее обозначения применен прямоугольник. При изображении функциональных частей в виде прямоугольников наименования, типы, обозначения и функциональные зависимости рекомендуется вписывать внутрь прямоугольников. При большом количестве функциональных частей допускается взамен наименований, типов и обозначений проставлять порядковые номера справа от изображения или над ним, как правило, сверху вниз в направлении слева направо. В этом случае наименования, типы и обозначения указывают в таблице, помещаемой на поле схемы.

На принципиальной схеме изображают все гидравлические элементы или устройства, необходимые для осуществления и контроля в изделии заданных гидравлических процессов, и все гидравлические связи между ними.

Элементы и устройства на схеме изображают в виде условных графических обозначений. Все элементы и устройства изображают на схемах, как правило, в исходном положении: пружины в состоянии предварительного сжатия, электромагниты обесточенными и т. п. В технически обоснованных случаях допускается отдельные элементы схемы или всю схему вычерчивать в выбранном рабочем положении с указанием на поле схемы положения, для которого изображены эти элементы или вся схема. Условные графические обозначения баков под атмосферным давлением и места удаления воздуха из гидросети изображают на схеме только в положении, в котором они приведены в соответствующих стандартах.

Каждый элемент или устройство, входящее в изделие и изображенное на схеме, должны иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения и порядкового номера, проставленного после буквенного обозначения. Буквенное обозначение должно представлять собой

сокращенное наименование элемента, составленное из его начальных или характерных букв; например: клапан - К, дроссель - ДР.

Порядковые номера элементам (устройствам) следует присваивать, начиная с единиц, в пределах группы элементов (устройств), которым на схеме присвоено одинаковое буквенное позиционное обозначение, например, *P1*, *P2*, *P3* и т. д., *K1*, *K2*, *K3* и т.д.

Буквы и цифры в позиционных обозначениях на схеме следует выполнять одним размером шрифта. Порядковые номера должны быть присвоены в соответствии с последовательностью расположения элементов или устройств на схеме сверху вниз в направлении слева направо. При необходимости допускается изменять последовательность присвоения порядковых номеров в зависимости от размещения элементов в изделии или от направления потока рабочей среды. При внесении изменений в схему последовательность присвоения порядковых номеров может быть нарушена. Позиционные обозначения элементам (устройствам) следует присваивать в пределах изделия (установки).

Допускается позиционные обозначения элементам присваивать в пределах каждого устройства. Если в состав изделия входит несколько одинаковых устройств, то позиционные обозначения элементам следует присваивать в пределах этих устройств (рисунок 1.1).

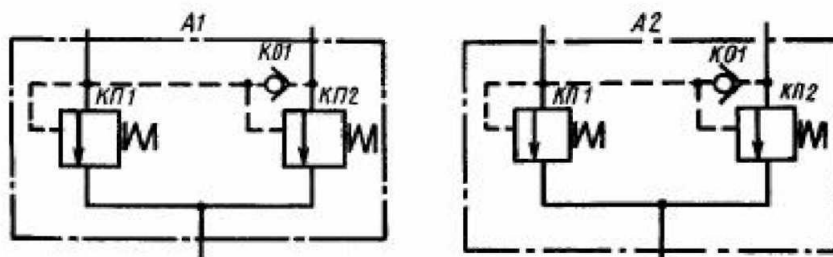


Рисунок 1.1 – Условное обозначение элементов на схемах

Элементам, не входящим в устройства, позиционные обозначения присваивают после элементов, входящих в устройства.

Позиционные обозначения проставляют на схеме рядом с условными графическими обозначениями элементов и (или) устройств с правой стороны или над ними. На принципиальной схеме должны быть однозначно определены все элементы, входящие в состав изделия и изображенные на схеме. Данные об элементах должны быть записаны в перечень элементов. При этом связь перечня с условными графическими обозначениями элементов должна осуществляться через позиционные обозначения. Допускается в отдельных случаях, установленных в государственных или отраслевых стандартах, все сведения об элементах помещать около условных графических обозначений.

На схеме около условных графических обозначений элементов, требующих пояснения в условиях эксплуатации, помещают соответствующие

надписи, знаки или графические обозначения. Надписи, знаки или графические обозначения, предназначенные для нанесения на изделие, на схеме заключают в кавычки. При наличии в изделии трех и более одинаковых элементов, устройств или функциональных групп, соединенных последовательно, допускается вместо изображения всех последовательно соединенных элементов, устройств или функциональных групп изображать только первый и последний элементы (устройства или функциональные группы), показывая гидравлические (пневматические) связи между ними штриховыми линиями.

При проектировании изделия, в которое входит несколько разных устройств, на каждое устройство рекомендуется выполнять самостоятельную принципиальную схему. На устройства, которые могут быть применены в других изделиях или самостоятельно, следует выполнять самостоятельные принципиальные схемы.

При необходимости на условные графические обозначения элементов и устройств наносят изображения знаков регулирования. На линиях связи допускается указывать направление потоков рабочей среды.


Принципиальная гидравлическая схема определяет полный состав элементов и связей между ними и дает детальное представление о принципах работы изделия. Элементы и устройства на схеме изображают в исходном положении в виде условных стандартных графических обозначений, установленных ГОСТами.


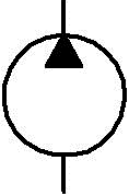
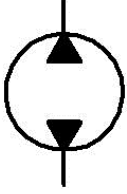
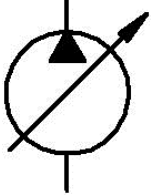
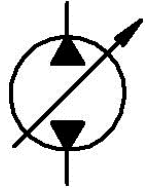
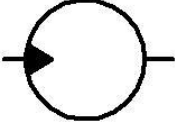
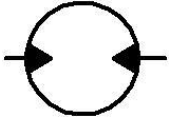
Принципиальная гидравлическая схема служит основой для расчета гидропривода, разработки схем соединений, изучения принципа действия машины.

Схемой соединений (монтажной) называют схему, показывающую соединение составных частей изделия и определяющую трубопроводы, которыми обеспечиваются эти соединения, а также места их присоединения. Элементы и устройства на схеме (после расчета и выбора стандартного гидрооборудования) изображают в виде упрощенных внешних очертаний. Допускается изображать их в виде прямоугольников.

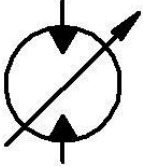
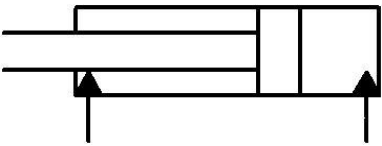
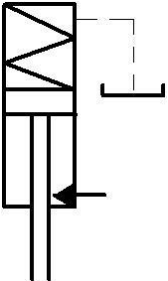
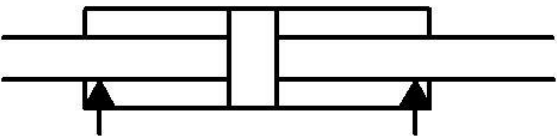
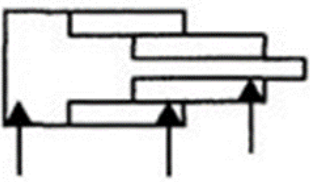
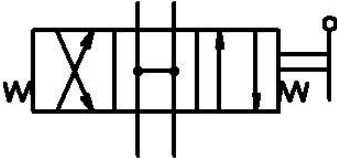
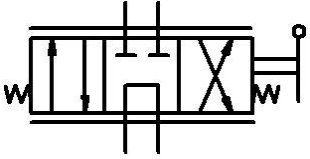
Условные графические изображения элементов объемного гидропривода в принципиальных гидравлических схемах представлены в таблице 1.1.

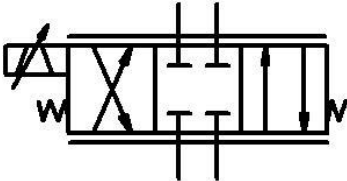
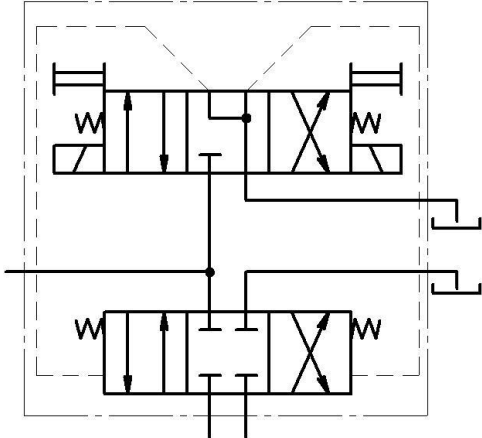

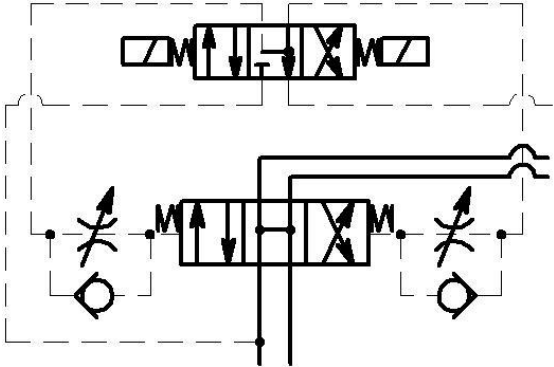
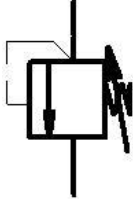
Таблица 1.1 - Условные графические обозначения гидромашин, гидроаппаратов и гидроустройств в принципиальных гидравлических схемах

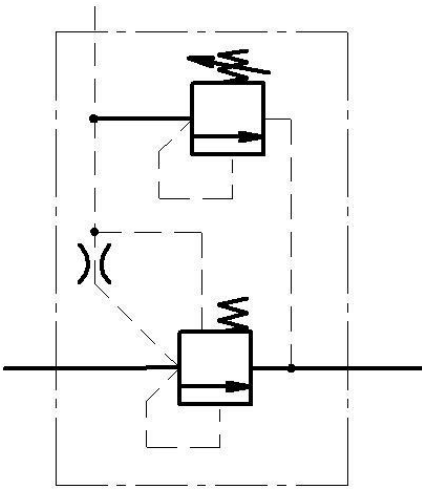
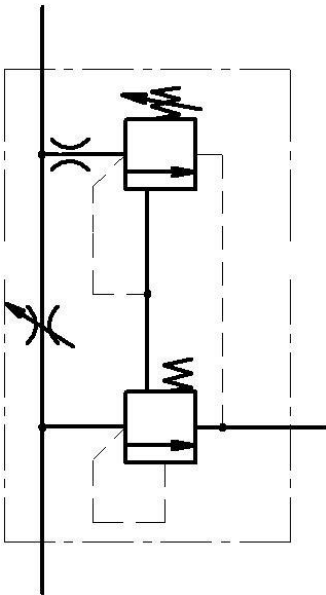
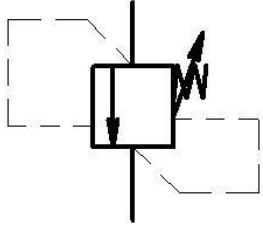
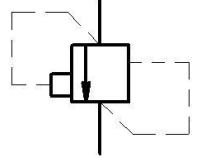
Поз.	Наименование	Условное обозначение
1	2	3
1	Гидробак под атмосферным давлением	

1	2	3
2	Гидробак с давлением выше атмосферного	
3	Насос нерегулируемый с нереверсивным потоком	
4	Насос нерегулируемый с реверсивным потоком	
5	Насос регулируемый с нереверсивным потоком	
6	Насос регулируемый с реверсивным потоком	
7	Гидромотор нерегулируемый с нереверсивным потоком	
8	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком	

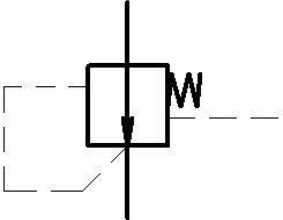

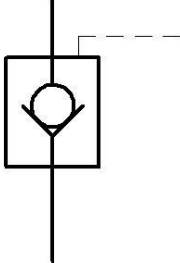
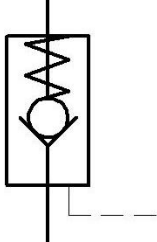
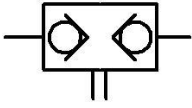
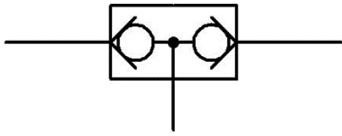
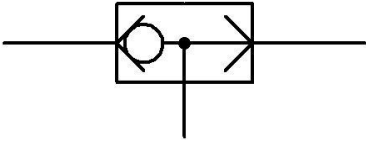
Продолжение таблицы 1.1

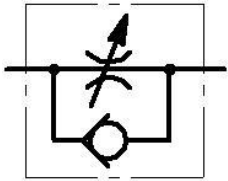
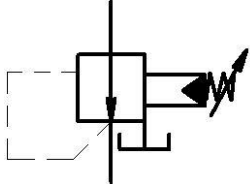
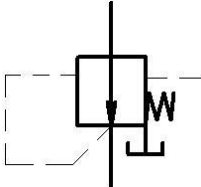
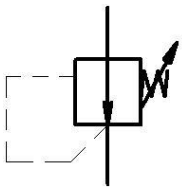
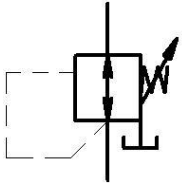
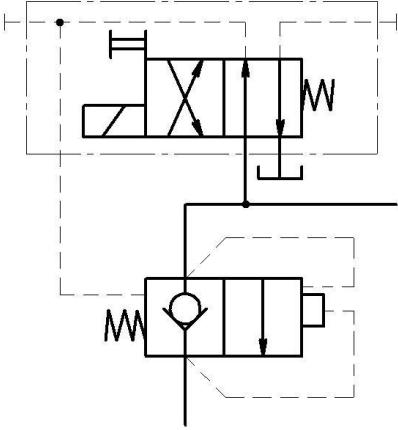
1	2	3
9	Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком	
10	Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком	
11	Гидроцилиндр одностороннего действия с выдвиганием штока пружиной	
12	Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком	
13	Гидроцилиндр телескопический с односторонним выдвиганием	
14	Гидрораспределитель 4/3 с открытым центром – все линии в нейтральной позиции сообщены, с механическим управлением	
15	Дросселирующий гидрораспределитель 4/3, с открытым центром и механическим управлением	

1	2	3
16	Дросселирующий гидрораспределитель 4/3 с закрытым центром и электромагнитным управлением	
17	Гидрораспределитель 4/3 с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень: четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление двумя противоположными электромагнитами, с мускульным дублированием, наружным сливом.	
18	Дроссель регулируемый	
19	Гидрораспределитель 4/3 с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень: четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление двумя противоположными электромагнитами.	
20	Клапан напорный (предохранительный или переливной) прямого действия	

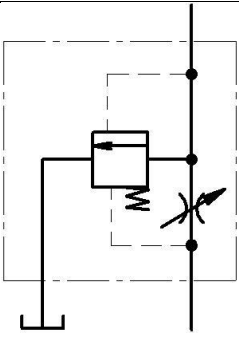
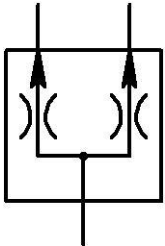
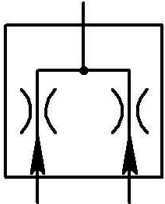
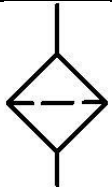
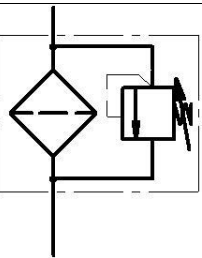
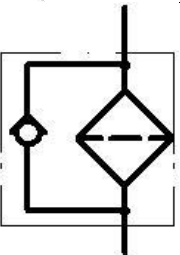
1	2	3
21	<p>Клапан напорный (предохранительный или переливной) непрямого действия, с обеспечением дистанционного управления</p>	
22	<p>Регулятор расхода трехлинейный с предохранительным клапаном</p>	
23	<p>Клапан разности давлений</p>	
24	<p>Клапан соотношения давлений</p>	

Продолжение таблицы 1.1

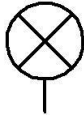
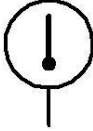


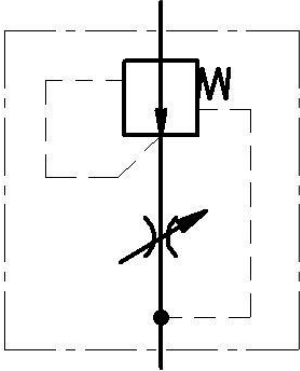
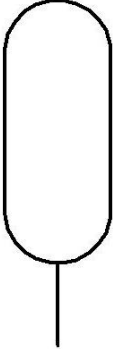
1	2	3
25	Клапан редуционный, одноступенчатый, нагруженный пружиной, с дистанционным управлением	
26	Клапан обратный	
27	Клапан обратный с поджимом рабочей средой. Управление рабочей средой позволяет закрывать клапан без возвратной пружины.	
28	Гидрозамок односторонний	
29	Гидрозамок двухсторонний	
30	Клапан «И». Выходная линия находится под давлением только тогда, когда обе выходные линии под давлением	
31	Клапан «ИЛИ» Входная линия, соединенная с более высоким давлением, автоматически соединяется выходом, в то время как другая входная линия закрыта.	

1	2	3
32	Дроссель с обратным клапаном. С переменным дросселированием, со свободным проходом потока в одном направлении, но дросселированием потока в другом направлении.	
33	Клапан редукционный двухступенчатый, с наружным регулированием возврата.	
34	Клапан редукционный, одноступенчатый, нагруженный пружиной, с дистанционным управлением.	
35	Клапан редукционный одноступенчатый, нагруженный пружиной	
36	Клапан редукционный со сбросом давления	
37	Гидрораспределитель 2/2 с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень: четырехлинейный, двухпозиционный распределитель, управляемый электромагнитом и возвратной пружиной. Давление управления – со стороны торцевой кольцевой поверхности основного гидрораспределителя. Наружный слив.	

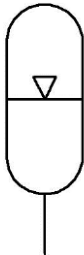
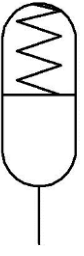

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
38	Регулятор расхода трехлинейный с изменяемым расходом на выходе, со сливом избыточного расхода в бак.	
39	Делитель потока	
40	Сумматор потока	
41	Фильтр	
42	Фильтр с предохранительным гидроклапаном	
43	Фильтр с обратным гидроклапаном	

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
44	Указатель давления	
45	Термометр	
46	Манометр	
47	Охладитель	
48	Регулятор расхода двухлинейный с изменяемым расходом на выходе	
49	Аккумулятор гидравлический без указания принципа действия (изображается только вертикально)	

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
50	Аккумулятор пневмогидравлический	
51	Аккумулятор пружинный гидравлический	
52	Аккумулятор грузовой гидравлический	

Практическая работа №2

Определение параметров гидродвигателей привода рабочего оборудования строительной машины

Цель работы: определить параметры гидроцилиндров и гидромоторов для гидропривода строительной машины

Для определения расчетных параметров гидроцилиндров выбираем ориентировочное значение давления в напорном трубопроводе гидросистемы в зависимости от величины полезного усилия R (нагрузка на штоке гидроцилиндра, в соответствии с исходными данными по заданию).

Для предварительного расчета ориентировочное значение давления рекомендуется принять: $P_n = 3,2$ МПа.

Применительно к расчетной схеме гидропривода определяем давление P_n в нештоковых полостях силовых гидроцилиндров по уравнению:

$$P_n = P_n - \Delta P_{зол} - \Delta P_l, \quad (2.1)$$

где P_n – давление в напорном трубопроводе, подключенном к насосу, МПа;

ΔP_{30l} – перепад давлений (потери давления) в гидрораспределителе, МПа;

ΔP_1 – потери давления по длине напорного трубопровода, МПа;

Давление $P_{ш}$ в штоковых полостях гидроцилиндров определяем по уравнению:

$$P_{ш} = \Delta P_{30l} + \Delta P_2 + \Delta P_{\phi}, \quad (2.2)$$

где ΔP_2 – перепад давления в сливном трубопроводе, МПа;

ΔP_{ϕ} – перепад давления на фильтре, МПа.

Значения перепадов давлений для учета потерь давления на участках гидросистемы принимаем в соответствии со следующими рекомендациями:

$$\Delta P_{30l} = 0,2 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{\phi} = 0,1 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = 0,2 \text{ МПа}$$

Диаметры поршней гидроцилиндров определяем по формуле:

$$D_i = \sqrt{\frac{4(R + T)}{\pi(P_{ni} - P_{ши} \frac{t_x}{t_p})}}, \quad (2.3)$$

где R – нагрузка на штоке гидроцилиндра, кН;

T – сила трения в работающем гидроциindre, ($T = 0,02R$), кН;

P_{ni} – давление в поршневой полости гидроцилиндра, МПа;

$P_{ши}$ – давление в штоковой полости гидроцилиндра, МПа;

t_x / t_p – соотношение времени холостого хода и рабочего хода штока гидроцилиндра.

Из номинального ряда чисел диаметров гидроцилиндров выбираем ближайшее значение к расчетному.

Диаметры штоков гидроцилиндров определяем по формуле:

$$d_i = D_i \sqrt{1 - \frac{t_x}{t_p}}, \quad (2.4)$$

В соответствии с формулами (2.1–2.4) определяем диаметры остальных гидроцилиндров по схеме варианта задания.

Для расчета скоростей передвижения штоков силовых гидроцилиндров в режимах выдвигания и втягивания (рабочего и холостого хода) воспользуемся формулами:

$$v_{\text{при}} = \frac{S_{\text{ип}}}{t_p} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4 \cdot t_p}, \quad (2.5)$$

$$v_{\text{нxi}} = \frac{S_{\text{иш}}}{t_x} = \frac{\pi(D_i^2 - d_i^2)}{4 \cdot t_x}, \quad (2.6)$$

где $S_{\text{ин}}$ и $S_{\text{иш}}$ – площади рабочих поверхностей поршня со стороны нештоковой и штоковой полостей соответственно, м².

Расход жидкости, необходимый для обеспечения движения штока гидроцилиндра с расчетной скоростью при соответствующих режимах работы, определяем по формулам:

$$Q_{\text{рци}} = v_{\text{при}} \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}, \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{хци}} = v_{\text{нxi}} \cdot \frac{\pi(D_i^2 - d_i^2)}{4}, \quad (2.8)$$

Определим значение вращающего момента на валу гидромотора, работающего совместно с редуктором:

$$M_{\text{им}} = \frac{M_{\text{икр}}}{i_p \cdot \eta_p}, \quad (2.9)$$

где $M_{\text{икр}}$ – заданное значение нагрузочного момента на выходном валу трансмиссии с гидромотором, Н·м.

Принимаем рабочий объем гидромотора (V_o , см³/об) из номинального ряда чисел [по ГОСТ 13824-80].

Определяем перепад давлений на гидромоторе М1 исходя из выбранных параметров по формуле:

$$p_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{им}}}{V_{oi} \cdot \eta_{mi}}, \quad (2.10)$$

где $M_{\text{им}}$ – момент на валу гидромотора, Н·м;

V_{oi} – рабочий объем гидромотора, см³/об;

η_{mi} – механический КПД гидромотора.

Расход жидкости, необходимый для работы гидромотора при заданной частоте вращения его вала n_m :

$$Q_M = V_{OM} \cdot n_M, \text{ м}^3/\text{с}$$

По расчетному значению расхода жидкости выбираем производительность насоса.

Практическая работа №3

Расчет производительности насосов для гидропривода строительной машины

Цель работы: Определить подачу (производительность) насосов для гидропривода строительной машины в соответствии с заданной схемой по варианту задания

Расход жидкости, необходимый для обеспечения движения штока гидроцилиндра с расчетной скоростью при соответствующих режимах работы (на выдвигание и на втягивание), определяем по формулам:

$$Q_{\text{рци}} = v_{\text{рци}} \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}, \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{хци}} = v_{\text{хци}} \cdot \frac{\pi(D_i^2 - d_i^2)}{4}, \quad (3.2)$$

Для расчета скоростей передвижения штоков силовых гидроцилиндров в режимах выдвигания и втягивания (рабочего и холостого хода) воспользуемся формулами:

$$v_{\text{рци}} = \frac{S_{\text{ин}}}{t_p} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4 \cdot t_p}, \quad (3.3)$$

$$v_{\text{хци}} = \frac{S_{\text{иш}}}{t_x} = \frac{\pi(D_i^2 - d_i^2)}{4 \cdot t_x}, \quad (3.4)$$

где $S_{\text{ин}}$ и $S_{\text{иш}}$ – площади рабочих поверхностей поршня со стороны нештоковой и штоковой полостей соответственно, м^2 ;

t_x/t_p – соотношение времени холостого хода и рабочего хода штока гидроцилиндра, заданное по варианту задания.

По расчетному значению расхода жидкости выбираем производительность насоса.

Определение параметров гидроаппаратов

Цель работы: определить параметры гидроаппаратов объемного гидропривода строительной машины

При расчете направляющих гидроаппаратов (гидрораспределителей) определяются конструктивные параметры распределителя (диаметры проходных каналов, диаметры пояска и шейки золотника, рабочий ход золотника и т. д.), обеспечивающие заданную максимальную установившуюся скорость поршня исполнительного механизма при максимальной нагрузке на поршне и перепаде давления Δp гидрораспределителя, а также действующие на гидрораспределитель силы. Для определения максимальной нагрузки необходимо знать режим работы исполнительного механизма. Для исполнительных механизмов строительных машин наиболее распространенным режимом является режим с синусоидальным изменением скорости исполнительных механизмов.

Расчетная схема золотникового гидрораспределителя представлена на рисунке 4.1.

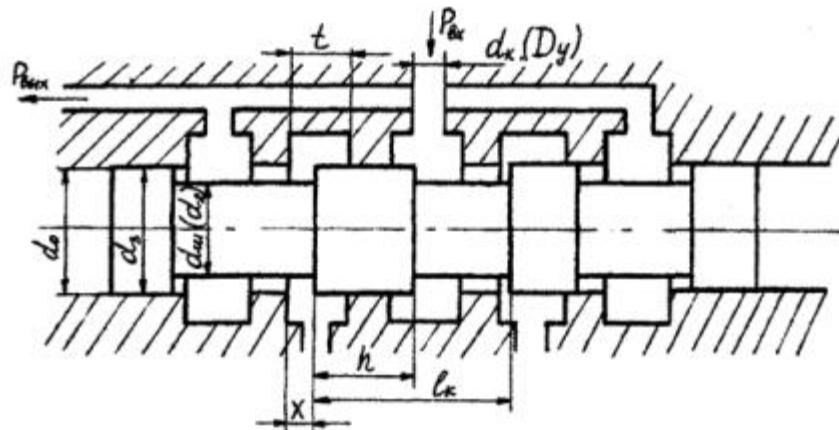


Рисунок 4.1 – Расчетная схема золотникового гидрораспределителя

Условный проход $D_y(d_k)$ внутренних каналов гидрораспределителей (направляющих гидроаппаратов) и коротких трубопроводов (до 0,5 м) определяется по формуле

$$D_y = \sqrt{\frac{4 Q_{\max}}{\pi v_{\text{доп}}}}$$

где $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость потока рабочей жидкости, м/с ($v_{\text{доп}}$ выбирается в зависимости от номинального давления (табл. 1.1)).

Таблица 4.1 – зависимость допустимой скорости от номинального давления

$p_{\text{ном}}, \text{ МПа}$	0,4	0,63	1,0	2,5	6,3	10	12,5	16	20
$v_{\text{доп}}, \text{ м/с}$	1,0	1,25	1,6	2,5	3,75	5,5	6,12	6,75	7,5

Диаметр запорно-регулирующего элемента (пояска золотника) гидрораспределителя определяют по выражению

$$d_3 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\text{max}}}{(1-\chi^2)v_{\text{доп}_1}}},$$

где $\chi = \frac{d_{\text{ш}}}{d_3}$ – отношение диаметра шейки золотника к его номинальному диаметру;

$v_{\text{доп}_1}$ – скорость течения жидкости через рабочие камеры и проходные окна гидрораспределителя.

Конструктивно χ с учетом размеров нормальных диаметров, установленных ГОСТ 12447–80, принимаются по соотношениям

$$\chi = \frac{d_{\text{ш}}}{d_3} = 8 / 12; 10 / 16; 12 / 20; 14 / 25; 16 / 32; 18 / 40; 20 / 50.$$

Рекомендуемые диаметры золотников d_3 (мм) следующие: 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50.

На практике диаметры d_3 золотника принимают от 6 до 50 мм.

В целях уменьшения габаритов золотников величину $v_{\text{доп}_1}$ рекомендуется выбирать в 2–2,5 раза больше скорости течения жидкости в подводящих трубопроводах, однако при этом потеря напора в гидрораспределителе не должна превышать 2 % $p_{\text{ном}}$. Практически скорость $v_{\text{доп}_1}$ выбирается равной 10–15 м/с.

Определив d_3 по выражению $d_{\text{ш}} = d_3 \chi$ находится диаметр $d_{\text{ш}}$ шейки золотника.

Наибольшая площадь поперечного сечения проходного канала направляющего гидроаппарата (гидрораспределителя) определяется по выражению

$$A_{\max} = \frac{Q_{\max}}{\mu \sqrt{2\Delta p_r / \rho}},$$

где Δp_r – перепад давления, который можно представить в виде разности потерь давления на входе (в напорной линии) и выходе (в сливной линии) $\Delta p = p_0 = p_n - p_c$ гидрораспределителя и потерь давления Δp_3 непосредственно в рабочих окнах распределителя, т. е.

$$\Delta p_r = (\Delta p - \Delta p_3) / 2.$$

Примерные значения $\Delta p_3 = 0,2 \dots 0,4$ МПа. Скорость потока рабочей жидкости в рабочих каналах корпуса гидрораспределителя с учетом гидродинамических сил, создаваемых струей потока определяется зависимостью

$$v = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p_r}{\rho}},$$

где μ – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода μ , входящий в выражение , в общем случае зависит от формы проточной части дроссельного устройства и является функцией числа Рейнольдса, определяемого соотношением

$$Re = \frac{4R_r v}{\nu},$$

где R_r – гидравлический радиус, равный отношению площади поперечного (живого) сечения щели $A_{от}$ к ее смоченному периметру Π , т. е.

$$R_r = \frac{A_{от}}{\Pi},$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости;

v – скорость жидкости, которую при определении числа Рейнольдса можно рассчитать по выражению

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p_{\Gamma}}{\rho}}.$$

Для отверстий круглых сечений

$$4R_{\Gamma} = d_{\text{от}}.$$

Коэффициент расхода для рабочих жидкостей при числе Рейнольдса $Re \geq 200$ можно принимать $\mu = 0,62 \dots 0,65$, а при $Re < 200$ – $\mu \approx 0,5$.

Полученная A_{max} должна быть не меньше площади сечения подводящего канала, т. е.

$$A_{\text{max}} \geq \frac{\pi D_y^2}{4}.$$

Если условие не выполняется, то принимается

$$A_{\text{max}} = \frac{\pi D_y^2}{4}.$$

С другой стороны, максимальная площадь проходного окна распределителя может быть определена по формуле

$$A_{\text{max}} = \pi d_3 (x_{\text{max}} - \Delta),$$

где d_3 – диаметр пояска золотника;

Δ – перекрытие.

Сравнивая полученные выше значения, можно получить максимальный ход золотника:

$$x_{\text{max}} = \frac{A_{\text{max}}}{\pi d_3} + \Delta = x_{\text{max1}} + \Delta.$$

Расчет и выбор диаметров трубопроводов для гидропривода строительной машины

Цель работы: определить диаметры трубопроводов для объемного гидропривода строительной машины

Внутренний диаметр трубопроводов определяем по формуле:

$$d_{\text{тр}i} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}}, \quad (5.1)$$

где Q_i – расход жидкости, который должен проходить через трубопровод, м³/с;

$v_{\text{доп}}$ – допускаемая средняя скорость течения жидкости для данного типа трубопровода, м/с.

При выборе допустимой средней скорости течения жидкости, $v_{\text{доп}}$ учитывают то, что её превышение приводит к потери мощности, а снижение приводит к увеличению массы трубопроводов. При выборе скорости течения жидкости в напорных трубопроводах руководствуемся следующими рекомендациями: допустимая скорость жидкости в напорном трубопроводе гидроцилиндров - $v_{\text{доп}1} = 0,2$ м/с; для напорного трубопровода гидромотора допустимую скорость движения жидкости – $v_{\text{доп}2} = 3,5$ м/с.

Для реверсивного гидромотора диаметры его трубопроводов (условно напорного и сливного) будут равны между собой:

$$d_{\text{тр гм}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{гм}1}}{\pi \cdot v_{\text{доп}2}}}.$$

По расчетным данным внутренних диаметров трубопроводов принимают их ближайšie числовые значения из номинального ряда чисел по ГОСТ 16516-80.

Практическая работа №6

Тепловой расчет гидросистемы

Цель работы: выполнить тепловой расчет гидросистемы

Надежная и эффективная работа гидропривода возможна в условиях оптимального состояния, обеспечивающего постоянство рабочих характеристик. Повышение температуры влечет за собой увеличение объемных потерь, нарушаются условия смазки, повышается износ деталей, в рабочей жидкости активизируются ее окисление и выделение из нее смолистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей. Основной причиной нагрева является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода. Дополнительной причиной являются объемные и гидромеханические потери, характеризующиеся объемным и гидромеханическим КПД.

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло:

$$\Delta N = N_{\text{пр}} - N_{\text{пол}}$$

Количество тепла $E_{\text{пр}}$, выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN :

$$E_{\text{пр}} = \Delta N$$

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода:

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = T_{\text{max}} - T_0$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ - перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме;

$\Delta T_{\text{доп}}$ - максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

T_{max} - максимально допустимая температура рабочей жидкости, равна 60°C

T_0 - максимальная температура окружающего воздуха, равна 35°C .

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада температур

$$\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{дон};$$

$$S \geq \frac{E_{np}}{k_{\delta} \cdot k_{mp} \cdot \Delta T_{дон}}$$

где K_{mp} и K_{δ} - коэффициенты теплопередачи трубопроводов и гидробака, Вт/(м²·°С).

Для трубопроводов значение коэффициента теплопередачи находится в пределах $K_{mp} = 12...16$; для гидробака $K_{\delta} = 8...12$; при обдуве гидробака воздухом $K_{\delta} = 20...25$; для гидробака с водяным охлаждением $K_{\delta} = 110...175$.

Практическая работа №7

Расчет объема гидробака

Цель работы: определить объем гидробака для гидропривода строительной машины

Теоретические сведения

Площадь поверхности теплообмена складывается из поверхности трубопроводов S_{mp} , через которые происходит теплообмен с окружающей средой, и поверхности теплоотдачи бака S_{δ}

$$S = S_{mp} + S_{\delta};$$

Для определения площади поверхности трубопроводов гидросистемы воспользуемся формулой:

$$S_{mp} = \pi d(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)$$

где d – диаметр трубопровода, м;

l_i - длина трубопровода на соответствующем участке схемы, м.

Теплоотдающая поверхность бака определяется зависимостью:

$$S_{\delta} = av + 2ah_1 + 2vh_1, \text{ м}^2;$$

где a , b , h_1 - длина, ширина и глубина объема рабочей жидкости в гидробаке, соответственно (рисунок 7.1).

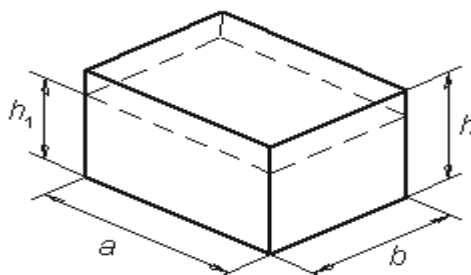


Рисунок 7.1 - Параметры гидробака

Исходя из найденной площади поверхности гидробака, определяется его объем по уравнению:

$$V_{\sigma} = \left(\frac{S_{\sigma}}{6,0 \dots 6,9} \right)^{1,5} ;$$

Округляем полученное значение объема гидробака до стандартного значения (из номинального ряда чисел объемов), получаем значение объема гидробака.

Практическая работа №8

Определение потерь давления в объемном гидроприводе

Цель работы: определить потери давления в трубопроводах для гидропривода строительной машины

Теоретические сведения

Потери по длине в трубопроводах возможно определить по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_n = \rho \lambda \frac{l_n}{d_n} \frac{V_n^2}{2}, \text{ МПа}$$

где $\lambda = 75/Re$ - безразмерный коэффициент гидравлического трения, который зависит от режима течения жидкости. В гидроприводах строительных машин преобладает турбулентный режим движения жидкости;

$Re = vd/\nu$ - число Рейнольдса;

d – диаметр трубопровода, м;

ν - кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с;

ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Необходимо определить потери по длине для каждого участка трубопровода по уравнению Дарси-Вейсбаха. Затем, полученные значения потерь давления необходимо прибавить к величине давления, развиваемой насосом при заданной нагрузке по варианту задания. Полученная сумма давлений представляет собой величину необходимого давления для выбора насоса в рассчитываемом гидроприводе.

Определение КПД гидропривода:

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{пр}}};$$

где $N_{\text{пол}}$ - полезная мощность привода, определяемая по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей, кВт;

$N_{\text{пр}}$ - затрачиваемая мощность насосной установки;

η - общий КПД насоса при расчетных значениях давления, расхода, вязкости рабочей жидкости и частоты вращения приводного вала насоса.

2.3 Рекомендации к выполнению курсовой работы

При проектировании схем гидроприводов строительных и дорожных машин, необходимо учитывать возможности применения гидравлической аппаратуры и агрегатов, производимых отечественными и зарубежными заводами и предприятиями для машиностроительной отрасли Беларуси, а также рекомендации по рациональному использованию возможностей объемного гидропривода.

Принципиальная гидравлическая схема строительно-дорожной машины разрабатывается на основе следующих типовых схем:

а) схемы гидроприводов поступательного движения, в которых перемещение выходного звена – штока гидроцилиндра, может осуществляться с регулированием или без регулирования скорости, при фиксации или без фиксации его положения;

б) схемы гидроприводов поступательного движения с параллельным и последовательным включением гидроцилиндров, управление которыми осуществляется с помощью гидравлических устройств, контролирующих путь и время перемещения выходных звеньев, а также нагрузку на них;

в) схемы гидроприводов поступательного движения с синхронизацией движения нескольких гидроцилиндров, на базе регуляторов и делителей потока;

г) схемы гидроприводов вращательного движения, в которых выходными элементами являются различные типы гидромоторов, соединенных параллельно, последовательно или независимо друг от друга (в отдельных контурах), подключенных от одного или нескольких насосов;

д) схемы гидроприводов с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, с дроссельным или объемным регулированием скоростей выходных звеньев гидродвигателей;

е) схемы гидроприводов с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости с объемным способом регулирования скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей.

Принципиальная схема объемного гидропривода определяет состав элементов и связи между ними, дает детальное представление о принципах работы строительно-дорожной машины.

Правила выполнения принципиальных гидравлических схем регламентирует ГОСТ 2.704-76. Элементы на схеме изображаются с помощью условных обозначений.

Основанием для разработки принципиальной гидравлической схемы являются требования к гидроприводу строительной или дорожной машины и условия ее работы.

При составлении гидравлической схемы рекомендуется применять гидроаппараты и гидромашины, изготавливаемые заводами и предприятиями для машиностроительной отрасли, так как разработка специальной гидроаппаратуры приводит к повышению стоимости гидропривода.

При расчете гидропривода строительной или дорожной машины необходимо задаваться давлением, которое обеспечивает заданное усилие или

момент на выходных звеньях рабочего или ходового оборудования. Расход жидкости при этом определяется скоростью или частотой вращения исполнительного механизма и геометрическими размерами гидродвигателей.

Величина рабочего давления определяет размеры элементов объемного гидропривода. Высокое давление позволяет уменьшить размеры машины, однако требует дорогостоящих насосов, гидроаппаратов и высокой герметичности соединений. Следует также учитывать условия прочности выходных звеньев гидродвигателей на изгиб и кручение при выполнении технологических операций в различных нагрузочных режимах.

Значения рабочего давления для объемных гидроприводов строительных и дорожных машин находятся в пределах 20-40 МПа.

Следует помнить, что величина рабочего давления (МПа) может быть выбрана только из ряда чисел номинального давления по ГОСТ 12445-80 (таблица 2.3.1).

Таблица 2.3.1 – Значения номинального давления в соответствии с ГОСТ 12445-80

Значения номинальный давлений, МПа									
0,10	-	0,16	-	0,25	-	0,40	-	0,63	-
1,0	-	1,6	-	2,5	-	4,0	-	6,3	-
10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	-	-	-	-	-

Выбор давления из указанного ряда обусловлен тем, что именно на эти давления ориентируются заводы-изготовители гидроаппаратуры при разработке конструкций насосов, гидромоторов и других элементов гидропривода.

Исходя из заданной скорости (частоты вращения) перемещения рабочего органа номинальный расход Q (л/мин), выбирают по ГОСТ 13825 80.

Таблица 2.3.2 – Значения номинального расхода в соответствии с ГОСТ 13825-80

Значения номинального расхода, л/мин								
1	-	1,6	-	2,5	3,2	4	5	6,3
10	12,5	16	20	25	32	40	50	63
100	125	160	200	250	320	400	500	630
1000	1250	1600	2000	2500	-	-	-	-

При правильно выбранном расходе общие потери давления в гидросистеме не должны превышать 5-6% от давления насоса.

После принятия решений по всем указанным выше пунктам, вычерчивается принципиальная схема гидропривода машины и составляется краткое описание его работы.

Выбор способа регулирования объемного гидропривода

В зависимости от требований, связанных с эксплуатацией строительной дорожной машины, в гидроприводе могут применяться объемное и дроссельное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей или сочетание этих способов.

Объемное регулирование скорости осуществляется изменением подачи насоса или гидромотора в зависимости от рабочего объема, который изменяется автоматически или с помощью управляющих устройств.

При дроссельном регулировании изменяются размеры проходных сечений дросселей или дросселирующих гидрораспределителей.

Выбор способа регулирования должен производиться с учетом оценки объемного и дроссельного регулирования по трем показателям: по нагрузочным характеристикам, коэффициенту полезного действия и стоимости элементов гидропривода.

Нагрузочная характеристика гидропривода выражает зависимость скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра, или вала гидромотора) от нагрузки на нем:

$$v = f_1 (R) \text{ или } \omega = f_2 (M_{KP}).$$

При этом значения рабочих объемов гидромашин (в случае объемного регулирования) или проходного сечения дросселя (в случае дроссельного регулирования) остаются неизменными. Нагрузочная характеристика отражает степень стабильности скорости выходного звена при изменяющейся нагрузке. По этому показателю наибольшей стабильностью обладают гидроприводы с объемным регулированием, по сравнению с вариантами гидросистем с дроссельным регулированием.

Гидроприводы с объемным регулированием имеют существенно более высокий коэффициент полезного действия по сравнению с гидроприводами, работающими по принципу дроссельного регулирования.

Как видно, по двум важнейшим показателям - нагрузочным характеристикам и КПД - лучшие качества имеет гидропривод с объемным регулированием.

С экономической позиции гидроприводы с объемным регулированием более дорогостоящие, чем нерегулируемые, по причине большой стоимости регулируемых насосов и гидромоторов в сравнении с нерегулируемыми. Значительные капитальные затраты при проектировании гидроприводов с объемным регулированием компенсируются меньшими эксплуатационными расходами вследствие высокого коэффициента полезного действия.

По этим причинам объемное регулирование применяют в тех случаях, когда существенными являются энергетические показатели, например, в строительных машинах большой мощности, работающих в тяжелых нагрузочных режимах, длительных по времени, обеспечивающих непрерывные технологические процессы.

Гидропривод с дроссельным регулированием применяют для маломощных систем (до 5 кВт), а также, когда режимы непрерывной работы кратковременные. При этом стремятся применить недорогие гидромашины, например шестеренные.

При определении места установки дросселя нужно учитывать следующее. При знакопеременной нагрузке возможно только одно местоположение дросселя - после гидродвигателя в гидросхеме (гидромотора или гидроцилиндра), поскольку при других положениях (перед гидродвигателем или в параллельной гидролинии) не обеспечивается регулирование в момент, когда направление внешней нагрузки совпадает с направлением движения выходного звена гидропривода. Другими словами, схемы с дросселем в сливной магистрали обеспечивают двухстороннюю жесткость гидродвигателя (рисунок 2.3.1, а), создавая наибольшую устойчивость против автоколебаний, и в особенности при малых скоростях движения выходного звена (штока гидроцилиндра или вала гидромотора).

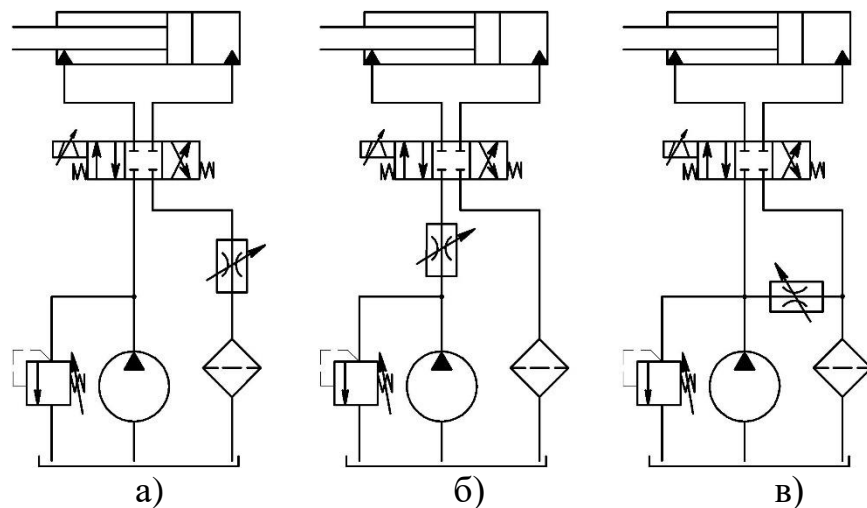


Рисунок 2.3.1 - Варианты включения дросселя в гидросистему

Из схемы (рисунок 2.3.1, б) видно, что при резком уменьшении расхода рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр путем дросселирования, поршень будет перемещаться под действием силы инерции движущейся массы. Применение такой схемы особенно нецелесообразно в системах с гидродвигателем вращательного движения (гидромотором или поворотным гидродвигателем), который может работать в переходных режимах с высокими ускорениями выходного вала, в результате чего инерция вращающихся деталей двигателя и присоединенной к нему массы внешней нагрузки может достигать значительной величины. Рассматриваемую схему (см. рисунок 2.3.1, б) нельзя применять, например, в грузоподъемных машинах по причине возможности падения груза. Падению груза в данном случае противодействуют лишь сила трения поршня о цилиндр и сопротивление сливной гидролинии.

При установке дросселя в сливной магистрали (рисунок 2.3.1, а), увеличению (забросу) скорости выходного звена оказывает сопротивление этого

дресселя. Однако при резком торможении гидродвигателя в участке линии между гидродвигателем и дросселем могут возникнуть недопустимо высокие давления. Для предохранения гидропривода от разрушающих скачков давлений необходимо установить на участке трубопровода между гидродвигателем и дросселем предохранительный клапан.

В некоторых случаях применяются системы с дросселем, подключенным параллельно гидродвигателю (рисунок 2.3.1, в). Жидкость, подаваемая насосом в объеме Q_H , делится на два параллельных потока, один из которых Q_C поступает в силовой цилиндр (гидродвигатель), а другой $Q_{ДР}$ переливается через дроссель в бак, причем количественно эти потоки обратно пропорциональны сопротивлениям ветвей. Основным недостатком этой схемы является пониженная жесткость и необходимость индивидуального источника питания для каждого потребителя. Однако при этом получается более высокий КПД, и меньше нагревается рабочая жидкость. К тому же нагретая жидкость сливается в бак, минуя гидродвигатель.

При установке дросселя перед гидродвигателем нагретая в процессе дросселирования жидкость поступает в гидродвигатель, ухудшая тем самым тепловой режим гидропривода. Для обеспечения плавности страгивания выходного звена, приходится дополнительно включать в сливную магистраль гидроклапан для создания подпора жидкости. Поэтому из двух вариантов последовательного включения дросселя предпочтительным является расположение дросселя после гидродвигателя.

Регулируемый дроссель в сочетании с обратным клапаном применяется в том случае, когда регулирование требуется только при движении выходного звена в одном направлении.

Выбор распределителя, напорного клапана и делителя потока

Гидрораспределители относятся к направляющей гидроаппаратуре и применяются для изменения направления или пуска и остановки потока рабочей жидкости, тем самым осуществляют реверсивное движение выходного звена гидродвигателя, а также его пуск и остановку.

Число позиций распределителя (количество фиксированных положений золотника относительно корпуса) определяется по числу операций, обеспечиваемых управляемым гидродвигателем. Если, например, требуется обеспечить движение штока гидроцилиндра в двух направлениях (возвратно-поступательно движение), то минимальное количество позиций гидрораспределителя равно двум. С целью обеспечения остановки выходного звена гидродвигателя при отключении от него потока жидкости, создаваемого насосом, применяется трехпозиционный гидрораспределитель (с нейтральной позицией).

По типу управления гидрораспределители различают:

- с ручным (ножным) управлением;
- с механическим управлением (от кулачка);
- с гидравлическим управлением от вспомогательного

- распределителя (пилота);
- с электрическим управлением от электромагнита постоянного или переменного тока;
- с электрогидравлическим управлением;
- с пневматическим управлением;
- с пневмогидравлическим управлением.

Гидрораспределители с электрическим управлением применяются в гидроприводах, в которых требуется высокое быстродействие, поскольку время срабатывания у них не превышает 0,01...0,02 с. Так как тяговое усилие и ход электромагнита ограничены, такие гидрораспределители обычно имеют условный проход не более 10 мм. Для больших типоразмеров применяется электрогидравлическое управление.

Общие сведения по гидрораспределителям подробно изложены в справочной литературе, на основе которой производится их выбор по номинальному расходу и давлению.

Гидроклапаны относятся к регулирующей гидроаппаратуре и служат для изменения давления, расхода и направления потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения. Предохранительные клапаны предохраняют систему от давления, превышающего установленное значение, путем слива некоторого объема рабочей жидкости из напорной гидролинии в гидробак (при аварийных ситуациях), в отличие от переливных клапанов, предназначенных для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости в гидробак во время работы.

Напорный гидроклапан типа Г54-3 может применяться в случае, когда требуется предохранить систему от чрезмерного давления, а также в качестве переливного. Напорный (предохранительный) клапан регулируется на максимально допустимое давление, а переливной - на рабочее давление. Гидроклапаны выбираются по номинальным значениям расхода и давления в гидросистеме.

Делители потока предназначены для деления потока жидкости на две (или более) части с целью синхронизации движения исполнительных органов независимо от значения действующих на них нагрузок. Различают объемные и дроссельные делители потока.

Объемные делители созданы на базе существующих конструкций гидромоторов, в процессе работы разделяют поток жидкости, создаваемый насосом, на равные объемы с целью последующей раздачи разделенных порций жидкости (дискретная подача) в две или несколько гидролиний к одновременно работающим в них гидродвигателям. Достоинствами объемных делителей потока являются: возможность работы при высоких давлениях и больших величинах расхода жидкости. К недостаткам объемных делителей относят значительную погрешность деления потока, высокую пульсационность создаваемых потоков жидкости, сложность конструкции, большую стоимость изготовления.

Дроссельные делители потока применяют в гидроприводах с небольшими значениями расхода рабочей жидкости. Дроссельные делители разделяют общий

поток на два или несколько непрерывных потоков, поступающих к синхронно работающим гидродвигателям. Непрерывные разделенные потоки (без пульсаций) обеспечивают высокий уровень синхронизации и плавную работу гидродвигателей. Точность деления потока у дроссельных гидроаппаратов выше, чем у объемных, конструкция проще и дешевле в изготовлении. Однако, проходя через дроссели, установленные в каналах делителя, потоки перегреваются, что приводит к снижению вязкости жидкости и потере динамических свойств гидропривода. В условиях непрерывно изменяющихся (по величине и направлению) нагрузок, дроссельные делители часто выходят из строя.

Выбор делителей потока производится по расходу рабочей жидкости в гидролинии, соединенной со входом в делитель, по числу разделенных потоков (одновременно работающих гидродвигателей).

Выбор фильтра и схемы его установки

Применение гидрооборудования высокого класса точности предъявляет повышенные требования к очистке гидросистем машин и чистоте рабочих жидкостей. Фильтр может эффективно защищать только тот элемент гидропривода, который установлен непосредственно после него, остальные элементы получают лишь частичную защиту. Поэтому в гидроприводах строительных и дорожных машин применяют различные сочетания фильтров, установленных на разных линиях гидросистемы.

Необходимая тонкость фильтрации для различного вида гидрооборудования указывается в примечании перечня элементов схемы (лист 1 графической части курсовой работы).

Существует три варианта схем установки фильтров в гидросистемах: во всасывающей, напорной или сливной магистралях.

Для каждого способа установки промышленностью выпускаются специально предназначенные конструкции фильтров.

Приемные (всасывающие) фильтры, работающие, как правило, в режиме полнопоточной фильтрации, предотвращают попадание в насос сравнительно крупных частиц. Поскольку приемные фильтры ухудшают условия всасывания насосов, перепад давления на фильтроэлементе не должен превышать 0,018 - 0,02 МПа. Предпочтительно использование приемных фильтров типа ФВСМ с указателем загрязненности (тонкость фильтрации 80 мкм), а также фильтры С41-2 – 80.

Фильтры, устанавливаемые в сливных магистралях, позволяют обеспечить высокую тонкость фильтрации рабочей жидкости. При этом фильтры для сливных магистралей компактны, могут встраиваться в баки, однако в ряде случаев создают нежелательное повышение давления подпора в сливной линии. Установка фильтра в сливную линию применяется наиболее часто, т.к. в этом случае он не испытывает высокого давления, не создает дополнительного сопротивления на входе в насос. Это очень важно с точки зрения предупреждения возникновения в насосе кавитации. Установленный в сливной

магистрالی фильтр задерживает все механические примеси в рабочей жидкости, возвращающейся в бак. В сливных магистралях устанавливают фильтры типа ФС и С42-5.

Напорные фильтры обеспечивают полнопоточную фильтрацию. Их применение целесообразно для защиты высокочувствительных к засорению элементов гидросистемы. Такие фильтры металлоемки, а также сравнительно дороги. В напорных гидролиниях устанавливают фильтры типа ФГМ32, Ф10, фильтры напорные по ГОСТ 16026-80 и ГОСТ 21329-75.

Выбор фильтров необходимо производить по давлению, номинальному расходу рабочей жидкости и тонкости фильтрации.

Применение гидроаккумулятора

Гидравлические аккумуляторы используются в гидроприводах для решения разнообразных задач. Чаще всего это накопление энергии при медленных движениях рабочих органов с тем, чтобы кратковременно получать достаточно большие потоки рабочей жидкости под давлением при ускоренных перемещениях. Это дает возможность существенно уменьшить номинальную подачу насоса и, следовательно, повысить КПД гидропривода. В зажимных механизмах грузоподъемных устройств применение аккумуляторов позволяет компенсировать утечки в гидросистеме и поддерживать необходимое давление на рабочих элементах зажимного устройства при включенном (или разгруженном) насосе. Часто гидроаккумуляторы применяют для уменьшения пульсации давления или исключения пиков давления в переходных режимах.

Из трех типов аккумуляторов (грузовые, пружинные и пневмогидравлические) более интенсивное применение имеют пневмогидравлические.

Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость для гидроприводов строительных и дорожных машин выбирается исходя из конкретных условий эксплуатации техники. Например, одноковшовые экскаваторы, бульдозеры, автогрейдеры, стреловые самоходные краны, погрузчики, копровое оборудование эксплуатируются в течение всего года, а шнекороторные и плужные снегоочистители, снегопогрузчики, рыхлители мерзлого грунта предназначены для эксплуатации в осенне-зимний и преимущественно зимний период. Машины в строительной отрасли, оборудование для разработки грунтов способом гидромеханизации эксплуатируются при температуре воздуха не ниже 0 °С. Температура внешней среды оказывает наибольшее влияние на надежность и работоспособность гидропривода.

Для обеспечения работоспособности гидропривода в районах с холодным климатом жидкость должна иметь температуру застывания на 10...15°С ниже возможной рабочей температуры, вязкость при +50°С - не менее 10 мм²/с, при -40°С - не более 1500 мм²/с, а также широкий температурный предел применения

по условиям эксплуатации насосов различных типов. Наиболее подходящей принято считать такую рабочую жидкость, вязкость которой мало изменяется при изменении температуры.

В данной курсовой работе диапазон температур необходимо выбирать исходя из назначения строительной или дорожной машины, по условиям эксплуатации, указанным в индивидуальном задании, выдаваемом студенту перед началом проектирования.

В таблицах 7.1 и 7.2 приведены исходные данные к расчету курсовой работы по вариантам, соответствующим номерам гидросхем, представленных в конце седьмого раздела данного учебно-методического пособия.

В состав принципиальных гидравлических схем входят несколько гидродвигателей поступательного и вращательного действия. При расчете основных параметров гидропривода необходимо учитывать особенности каждого из рассматриваемых типов приводов, а также влияние конструктивных особенностей гидромашин и гидроаппаратов на динамические характеристики привода при совмещении операций, выполняемых одновременно двумя или несколькими гидродвигателями.

Исходными данными для расчета гидропривода являются:

R - усилие на штоке гидроцилиндра, кН;

M_{KP} - момент на валу гидромотора Н·м;

S - ход поршня гидроцилиндра;

t_P, t_X - время рабочего и холостого хода поршня;

n - число оборотов вала гидродвигателя;

l_1, l_2, l_3, l_4 - длины трубопроводов.

Для каждой гидросхемы предусмотрено несколько вариантов, отличающихся друг от друга усилием R (гидропривод поступательного движения) или моментом M_{KP} (гидропривод вращательного движения).

Задание по курсовой работе выдается преподавателем индивидуально каждому студенту и содержит дополнительные параметры к расчету, а также наименование гидромашин и гидроаппарата для выполнения сборочного чертежа и детализовки.

Таблица 2.3.1 - Исходные данные для гидроприводов поступательного движения

№ вар	$R_1, кН$	$S_1, мм$	$R_2, кН$	$S_2, мм$	$t_P, сек$	t_X/t_P	$l_1, м$	$l_2, м$	$l_3, м$	$l_4, м$
1	65	320	45	500	5	0.70	4	7	-	-
2	40	650	-	-	6	0.65	3	9	-	-
3	12	400	50	370	7	0.70	5	5	7	8
5	60	450	17	330	8	0.75	8	9	6	5

6	20	320	-	-	6	0.70	-	-	9	-
8	13	280	-	-	5	0.80	7	9	-	-
9	60	630	-	-	12	0.80	7	8	-	-
10	10	360	15	390	5	0.70	6	5	7	4
11	14	400	-	-	6	0.65	6	7	-	-
13	18	450	25	640	7	0.70	8	8	9	6
14	35	420	43	420	9	0.80	4	7	5	6
15	47	500	39	360	10	0.70	9	4	7	5
17	50	800	-	-	14	0.75	2	9	-	-

Таблица 2.3.2 - Исходные данные для гидроприводов вращательного движения

№ вар	$M_{1КР},$ кН	$n_1,$ об/мин	$M_{2КР},$ кН	$n_2,$ об/мин	$l_1,$ м	$l_2,$ м	$l_3,$ м	$l_4,$ м
1	0,03	600	-	-	-	-	2	3
2	0,05	570	-	-	-	-	3	5
4	20	1100	-	-	5	7	6	8
6	15	900	-	-	45	63	-	55
7	25	800	8	1100	70	65	35	27
8	8	1400	20	900	5	67	9	30
9	12	1550	-	-	-	-	12	70
11	7	1000	-	-	-	-	25	52
12	17	1250	-	-	40	60	20	13
16	24	600	19	800	50	59	23	18
17	10	730	-	-	-	-	14	21
18	45	1050	-	-	14	27	42	30
19	60	1500	30	800	5	9	31	28
20	28	970	12	950	16	13	23	25

В графической части курсовой работы студенту необходимо выполнить принципиальную гидравлическую схему на листе формата А1 с обязательным указанием перечня элементов гидросхемы в таблице над основной надписью чертежа в соответствии с ГОСТ 2.704-76.

Расчетно-пояснительная записка выполняется в объеме примерно 50 листов. Структура расчетно-пояснительной записки:

1. Титульный лист;
2. Задание;
3. Реферат;
4. Введение;
5. Обзор литературных и патентных источников в области объемных гидроприводов строительной машины в соответствии с темой задания;
6. Выбор прототипа машины;
7. Разработка принципиальной гидравлической схемы объемного гидропривода строительной машины;
8. Расчет основных параметров объемного гидропривода строительной машины;
9. Выбор элементов объемного гидропривода из существующей номенклатуры гидроаппаратов и гидромашин, выпускаемых заводами-изготовителями;
10. Заключение;
11. Список использованной литературы;
12. Приложение (патенты на изобретения, технические характеристики гидроаппаратов и гидромашин, схемы и фотографии машин аналогов).

III КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

Вопросы для самоконтроля

1. Основные и вспомогательные функции рабочих жидкостей в гидроприводах. Основные свойства, характеристики и требования к рабочим жидкостям гидроприводов.
2. Вязкость жидкости. Ее значение при выборе (назначении) рабочей жидкости для гидропривода. Влияние температуры и давления на вязкость жидкости.
3. Плотность жидкостей. Влияние температуры и давления на плотность жидкостей.
4. Сжимаемость и температурное расширение жидкостей.
5. Растворимость газов в жидкостях. Пенообразование и методы борьбы с ним в гидроприводах.
6. Факторы, влияющие на выбор (назначение) рабочей жидкости для гидроприводов, работающих в условиях эксплуатации.
7. Гидростатическое давление и его свойства
8. Основное уравнение гидростатики (вывод).
9. Уравнение неразрывности потока
10. Расход и средняя скорость движения жидкости
11. Уравнение Бернулли и его частные случаи (вывод).
12. Особенности и практическое использование ламинарного и турбулентного движения жидкости.
13. Местные гидравлические сопротивления. Потери давления на местных сопротивлениях и методы его определения.
14. Гидравлический удар в гидролиниях. Причины его возникновения и методы борьбы с ним.
15. Кавитационные явления. Причины появления кавитации и методы борьбы с ней.
16. Облитерационные явления. Методы борьбы с облитерацией.
17. Гидролинии и соединения для них. Конструкция и области применения. Определение внутреннего диаметра трубопроводов объемных гидроприводов строительных машин.
18. Гидроприводы с замкнутой и разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости. Их особенности и типовые схемы

19. Регулирование скорости выходного звена гидродвигателей в зависимости от встречной нагрузки в объемных гидроприводах.
20. Многодвигательные гидроприводы: варианты схем подключения гидродвигателей, регулирование скоростей выходных звеньев гидродвигателей при различных нагрузках.
21. Общие сведения о гидравлических машинах. Их классификация, назначение, символические (графические) изображения, основные энергетические параметры и области применения.
22. Объемные гидромашины. Их классификация, принцип работы, устройство и назначение.
23. Пластинчатые гидромашины. Принцип их устройства и работы в функции насосов и гидромоторов. Основные энергетические параметры и характеристики пластинчатых гидромашин.
24. Шестеренные гидромашины. Принцип их устройства и работы в функции насосов и гидромоторов. Основные энергетические параметры и характеристики.
25. Радиально-поршневые гидромашины. Принцип их устройства и работы в функции насосов и гидромоторов. Основные энергетические параметры и характеристики.
26. Кинематика роторных радиально-поршневых гидромашин.
27. Определение основных параметров роторно-поршневых гидромашин.
28. Распределение рабочей жидкости в радиально-поршневых гидромашин.
29. Аксиально-поршневые гидромашины. Принцип их устройства и работы в функции насосов и гидромоторов. Основные энергетические параметры и характеристики.
30. Сравнительная оценка конструкций аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.
31. Кинематика аксиально-поршневых гидромашин.
32. Гидромашины с регулируемым рабочим объемом. Конструкции, область применения.
33. Гидроцилиндры. Их основные типы, конструкции и принцип работы.
34. Расчет гидроцилиндров.
35. Гидроприводы с параллельным и последовательным соединением гидродвигателей, работающих в одинаковых и различных нагрузочных режимах.

36. Гидроприводы с дроссельным регулированием.
37. Гидроприводы с объемным регулированием.
38. Контрольно-регулирующая гидроаппаратура. Ее функциональное назначение, принцип работы и устройство.
39. Регулирующая аппаратура систем гидроавтоматики. Переливные, предохранительные и редуцирующие клапаны.
40. Гидрораспределители, их функциональное назначение, принцип работы и устройство.
41. Конструктивные особенности, расчет и свойства золотниковых распределителей. Перекрытие окон золотников.
42. Понятия линейности и позиционности золотниковых гидрораспределителей
43. Статические характеристики золотниковых гидрораспределителей.
44. Различные схемы исполнения гидрораспределителей. Применение различных схем исполнений гидрораспределителей в объемных гидроприводах строительных машин. Конструктивные решения гидрораспределителей, реализующие различные схемы исполнения.
45. Правила выполнения принципиальных гидравлических схем (в соответствии с ГОСТ 2.704-2011 Правила выполнения гидравлических и пневматических схем)
46. Условные графические обозначения гидроаппаратов, устройств управления и контрольно-измерительных приборов в соответствии с межгосударственным стандартом (ГОСТ 2.781-2011
Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные)
47. Условные графические обозначения гидравлических машин в соответствии с межгосударственным стандартом (ГОСТ 2.782-2011 обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические)
48. Правила чтения условных графических обозначений гидроаппаратов. Обозначение присоединительных отверстий гидроаппаратов на схемах в соответствии с ГОСТ 24242-97 Гидроприводы объемные. Обозначения буквенные присоединительных отверстий гидроаппаратов.
49. Правила и требования к установке и подключению насосов в системах объемных гидроприводов строительных машин.

50. Гидродинамические передачи. Гидромуфты и гидротрансформаторы. Устройство, назначение, принцип работы, применение в приводах строительных машин

IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1 Учебная программа

Учебная программа составлена на основе образовательного стандарта ОСВО 6-05-0715-07-2023 и учебного плана по специальности 6-05-0715-07 "Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов", профилизация «Эксплуатация и технический сервис подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса».

4.1.1 Пояснительная записка

Учебная программа по учебной дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» разработана для специальности 6-05-0715-07 "Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов", профилизация «Эксплуатация и технический сервис подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса» .

Целью изучения учебной дисциплины является – изучить конструкции, приемы проектирования и эксплуатации гидравлических приводов, применяемых в подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машинах строительного комплекса.

Основными задачами преподавания учебной дисциплины являются изучение:

- основных законов и положений механики жидкости;
- основных (базовых) принципов устройства и работы гидравлических машин и аппаратов;
- методики построения символических (графических) изображений элементов гидроприводов и принципиальных гидравлических схем объемных гидроприводов инновационной техники для строительного комплекса;
- комплексной системы организационно-технических мероприятий по эксплуатации гидроприводов и их элементов в составе инновационной техники для строительного комплекса;
- основных принципов устройства гидроприводов и их синтез по заданному функциональному назначению;
- основных (базовых) методик расчета гидроприводов и их элементов;
- общих методов конструирования, изготовления, испытаний, эксплуатации, диагностики неисправностей и ремонтов типовых гидроприводов инновационной техники для строительного комплекса;

- существующих конструктивно-технологических приемов по повышению эффективности, надежности и долговечности гидроприводов.

Для освоения учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» необходимо также наличие у обучающихся академических компетенций по математике – дифференциальное и интегральное исчисления; по теоретической механике – основные понятия и аксиомы статики, условия равновесия сил, кинематики твердого тела, основные теоремы динамики; по физике – физические основы классической механики и электротехники; по деталям машин – прочностные расчеты деталей машин.

Знания и умения, полученные студентами при изучении данной учебной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин и дисциплин специализаций, связанных с проектированием, расчетом, эксплуатацией и техническим сервисом подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса.

В результате изучения учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» студент должен знать:

– устройство и принцип действия объемных гидронасосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры и гидрооборудования, гидродинамических передач, используемых на подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машинах строительного комплекса;

– особенности расчета и проектирования объемного гидропривода подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса.

уметь:

– читать и составлять схемы объемного гидропривода подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса;

– проектировать объемный гидропривод;

иметь навык:

– расчета объёмного гидропривода;

– чтения и составления принципиальных гидравлических схем объемных гидроприводов подъемно-транспортных, дорожно-строительных и технологических машин строительного комплекса;

– технического диагностирования объемных гидроприводов.

Освоение данной учебной дисциплины должно обеспечить формирование следующих компетенций:

УК-6. Проявлять инициативу и адаптироваться к изменениям в профессиональной деятельности;

БПК-8. Разрабатывать, применять и эксплуатировать гидравлические машины и промышленный гидропривод в современном производстве.

Согласно учебному плану для очной (дневной) формы получения высшего образования на изучение учебной дисциплины отведено всего 160 часов, из них аудиторных - 84 часа.

4.1.2 Содержание учебного материала

РАЗДЕЛ I. ГИДРАВЛИКА

Тема 1.1. Практическое и экономическое значение гидравлики, гидромашин и гидропривода в современном и перспективном машиностроении

Введение. История развития гидравлики, гидромашин и гидропривода. Их техническое и экономическое значение в современном и перспективном машиностроении.

Цель и задачи изучения дисциплины «Гидравлика, гидромашин и гидропривод», ее содержание.

Тема 1.2. Основные свойства, характеристики и требования к рабочим жидкостям гидроприводов

Свойства жидкостей. Их основные и вспомогательные функции в гидроприводах (гидропередачах). Основные характеристики жидкостей: плотность, сжимаемость, расширение, вязкость, растворимость газов, смазываемость, образование суспензий, тепло- и электропроводность. Классы чистоты рабочих жидкостей. Факторы, влияющие на рабочие характеристики жидкостей и на их выбор для гидроприводов.

Тема 1.3. Основные законы покоя и движения жидкости

Гидростатическое давление и его свойства. Дифференциальное уравнение равновесия жидкости (уравнение Эйлера). Основное уравнение гидростатики (закон Паскаля).

Основные виды движения жидкости. Живое сечение потока. Расход и средняя скорость жидкости. Уравнение неразрывности потока жидкости. Уравнение Бернулли и его частные случаи. Ламинарный и турбулентный режим движения жидкости.

Тема 1.4. Гидролинии приводов и особенности движения рабочей жидкости в них

Классификация гидролиний, цели и задачи их расчета. Методика расчета гидролиний при их последовательном и параллельном соединениях. Особенности расчета всасывающих и нагнетательных гидролиний. Потери давления по длине гидролиний и на местных сопротивлениях.

Причины возникновения кавитации и ее признаки. Отрицательное воздействие кавитации на качество работы гидроприводов. Методы борьбы с кавитационными явлениями.

Облитерация зазоров в гидравлических устройствах. Отрицательное воздействие облитерации на точность работы гидравлических устройств. Методы борьбы с облитерацией.

Гидравлический удар. Причины возникновения гидравлического удара. Методы снижения уровня давления при гидравлическом ударе.

РАЗДЕЛ II. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Тема 2.1. Объемные гидромашины

Общие сведения о гидравлических машинах: классификация, символические (графические) изображения, основные рабочие параметры.

Классификация, принцип работы, устройство и назначение объемных гидромашин. Объемные гидромашины с поступательным и вращательным движением входных и выходных звеньев. Роторные гидромашины: шестеренные, пластинчатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые с наклонным блоком и наклонным диском. Регулирование рабочего объема гидромашин. Работа объемных гидромашин в функции насосов и гидромоторов. Поворотные гидродвигатели. Гидроцилиндры одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним штоком и двухсторонним штоком, одноступенчатые плунжерные и телескопические.

Тема 2.2. Динамические гидромашины

Назначение, классификация, устройство и принцип работы динамических гидромашин.

РАЗДЕЛ III. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АППАРАТЫ

Тема 3.1. Регулирующие гидроаппараты

Назначение, устройство и принцип работы регулирующих гидроаппаратов. Регулируемые и настраиваемые гидроаппараты. Напорные (предохранительные и переливные) гидроклапаны, редуцирующие гидроклапаны. Регулирующие гидроклапаны прямого и непрямого действия.

Тема 3.2. Направляющие гидроаппараты

Назначение, классификация, принцип работы, устройство и символические изображения направляющих гидроаппаратов.

Золотниковые, крановые и клапанные гидрораспределители. Определение линейности и позиционности гидрораспределителей. Способы и средства управления гидрораспределителями. Автоматизация управления гидрораспределителями.

Гидродроссели. Их назначение, принцип работы и устройство. Регулируемые и нерегулируемые гидродроссели.

Гидроаппараты управления расходом рабочей жидкости. Их назначение, принцип работы и устройство. Типовые схемы и примеры их использования в гидросистемах.

Обратные гидроклапаны и гидрозамки. Делители потока.

Тема 3.3 Гидроемкости и кондиционеры рабочей жидкости

Гидробаки и гидроаккумуляторы. Фильтры для очистки рабочей жидкости и теплообменники.

РАЗДЕЛ IV. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Тема 4.1. Объемные гидроприводы

Типовые схемы гидроприводов с разомкнутым и замкнутым потоком рабочей жидкости. Гидроприводы с несколькими насосами. Многодвигательные гидроприводы с параллельным и последовательным соединением гидродвигателей, работающих в одинаковых и разных нагрузочных режимах.

Следящие гидроприводы.

Гидропривод рулевого управления ходовых систем строительных и дорожных машин.

Особенности проектирования, производства, эксплуатации, технической диагностики и ремонта гидроприводов строительных и дорожных машин.

Тема 4.2. Гидродинамические передачи

Классификация и принцип действия гидродинамических передач. Гидродинамические муфты и трансформаторы. Их классификация, устройство и области применения.

4.1.3 Требования к курсовой работе

Целью при выполнении курсовой работы является – изучение приемов проектирования и расчета гидравлических приводов, применяемых в строительных и дорожных машинах.

В процессе выполнения курсовой работы студент разрабатывает:

- гидравлическую схему привода строительной или дорожной машины;
- пояснительную записку, содержащую сопоставительный анализ существующих гидроприводов заданной машины и новизны разрабатываемого привода, а также расчет основных параметров гидропривода, выбор элементов гидропривода из существующей номенклатуры гидромашин и гидроаппаратов, выпускаемых заводами-

изготовителями (с указанием марок, технических характеристик, наименований предприятий изготовителей, ссылок на информационные источники) и обоснование конструктивных решений разрабатываемого гидропривода.

Графический объем материала курсовой работы составляет 1 лист формата А1, и примерно 40 страниц пояснительной записки, представляемой в электронной или рукописной форме.

Перечень вопросов, которые подлежат разработке в учебных аудиториях в ходе консультаций по курсовому проектированию:

1. Проектирование принципиальной гидравлической схемы привода рабочего и (или) ходового оборудования строительной машины.
2. Определение основных параметров насосов.
3. Определение основных параметров гидродвигателей.
4. Тепловой расчет гидропривода.
5. Определение объема гидробака.
6. Расчет разрабатываемого гидропривода в соответствии с нагрузочными характеристиками и заданным алгоритмом работы строительной машины.

Перечень обязательных чертежей и графиков, которые подлежат разработке в учебных аудиториях в ходе консультаций по курсовому проектированию:

Чертеж 1 «Принципиальная гидравлическая схема привода строительной машины» (формат А1).

В соответствии с учебным планом на выполнение курсовой работы отводится всего 40 часов самостоятельной работы, в том числе 16 аудиторных часов на практические занятия.

4.2 Список рекомендуемой литературы

Основная литература

1. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: Учеб. пособие/Н.В.Богдан, П.Н.Кишкевич, В.С.Шевченко; Под ред. Н.В.Богдана.- Мн.: Ураджай, 2001.- 396 с.

2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учеб. пособие для вузов/А.Ф.Андреев, Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан и др.; Под ред. В.В.Гуськова. – Мн.: Вышэйшая школа, 1987. – 310 с.

3. Гидравлическое оборудование для гидроприводов строительных, дорожных и коммунальных машин: Каталог-справочник ЦНИИТЭ-строймаш/Под ред. Гречина Н.К.-М.,1978.-480 с.

4. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

5. Савин И.Ф. Гидравлический привод строительных машин.-М.: Стройиздат, 1974.-240 с.
6. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ» - 2002 – 508 с.
7. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода.– М.: Высшэйшая школа, 1982. – 93 с.
8. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
9. Кабанов В.И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи: Учеб. пособие для вузов; Под ред. В.В. Гуськова.– Мн.:Выш. шк.,1989.-183 с.
10. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М. : Машиностроение, 1983. – 301с.

Дополнительная литература

1. Атлас конструкций гидромашин и гидропередач: Цчеб. Пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов/Б.М.Бим-Бад, М.Г.Кабаков, С.П.Стесин.- М.:ИНФРА-М, 2004.- 135 с. – (Высшее образование).
2. Проектирование гидроприводов строительных и дорожных машин. Учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»/ А.В. Вавилов, А.Н. Смоляк.- Минск: БНТУ, 2012.- 86с.
3. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».- М. : Машиностроение. 1990. – 248 с.
4. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов/Б.Б.Некрасов, И.В.Фатеев, Ю.А.Беленков и др.; Под. ред. Б.Б.Некрасова. – М.: Высшая школа, 1989. – 192 с.
5. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу/Под общ. ред. Я.М. Вильнера.-Мн.:Выш.шк.,1980.-224 с.
6. Гидравлическое оборудование для гидроприводов строительных, дорожных и коммунальных машин: Каталог-справочник ЦНИИТЭ-строймаш/Под ред. Гречина Н.К.-М.,1978.-480 с.
7. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».- М. : Машиностроение. 1990. – 240 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Образец оформления титульного листа к отчету о лабораторной работе

Белорусский национальный технический университет

Факультет транспортных коммуникаций

*Кафедра: "Механизация и автоматизация
дорожно-строительного комплекса"*

Дисциплина: "Гидравлика, гидромашины и гидропривод"

группа 114-02124

Отчет

о лабораторной работе №1

Определение вязкости жидкости

Исполнитель: _____ *Фамилия И.О.*
(подпись)

Руководитель: _____ *доцент Смоляк А.Н.*
(подпись)

Минск, 2024

