

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Магнитогорский государственный технический университет
им. Г. И. Носова»
Многопрофильный колледж

**Методические указания
по выполнению и защите
дипломного проекта
для обучающихся
специальности 15.02.03 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт
гидравлического и пневматического оборудования (по отраслям)**

Методические указания разработаны на основе ФГОС СПО по специальности 15.02.03 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт гидравлического и пневматического оборудования (по отраслям), утвержденного приказом Министерства просвещения Российской Федерации) от 30.11.2023 № 908 СМК-К-О-СМГТУ-2/2-6-26 Инструкция по оформлению курсового / дипломного проекта по образовательным программам среднего профессионального образования.

Разработчик:

преподаватель образовательно-производственного центра (кластера)
Многопрофильного колледжа ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»

Мария Вячеславовна Бойко

СОДЕРЖАНИЕ

1 Общие положения и организация выполнения дипломного проекта	4
2 Требования к структуре дипломного проекта	6
3 Формирование содержательной части дипломного проекта	8
4 Порядок защиты дипломного проекта	34
4.1 Подготовка доклада для защиты	34
4.2 Подготовка презентации на защите	36

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

Дипломный проект - итоговая аттестационная работа обучающегося, выполненная им на выпускном курсе, оформленная в письменном виде с соблюдением необходимых требований и представленная по окончании обучения к защите перед государственной экзаменационной комиссией, является обязательным аттестационным испытанием выпускника, завершающего обучение по специальности СПО 15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики, и выполняется в виде дипломного проекта.

Дипломный проект – это выпускная работа обучающегося по программам технического профиля на соискание квалификации по специальности среднего профессионального образования. Представляет собой решение конкретной инженерной задачи по специальности. Оформляется в виде чертежей и пояснительной записки. К дипломному проекту могут прилагаться расчетно-графические материалы, программные продукты, рабочие макеты, материалы научных исследований и другие материалы, разработанные выпускником.

Дипломный проект является самостоятельной работой обучающегося, на основании которой Государственная экзаменационная комиссия (далее - ГЭК) решает вопрос о присвоении выпускнику квалификации – техник.

Защита дипломного проекта как форма государственной итоговой аттестации проводится с целью выявления соответствия уровня и качества подготовки выпускника требованиям Федерального государственного образовательного стандарта, установления уровня подготовки выпускника к выполнению профессиональных задач и соответствия его подготовки требованиям программы подготовки специалистов среднего звена.

Дипломный проект по специальности 15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики направлен на систематизацию и закрепление знаний выпускника по специальности, а также определение уровня готовности выпускника к самостоятельной профессиональной деятельности, развитие навыков ведения самостоятельной работы; овладение методиками научного исследования и экспериментирования; определение уровня готовности выпускника к самостоятельной профессиональной деятельности в условиях современного производства, прогресса науки и техники, изучение гидравлического оборудования на производстве, изучение и составление гидравлических схем, а так же пневматики и электрики.

Дипломный проект предполагает самостоятельную подготовку (написание) выпускником проекта, демонстрирующего уровень знаний выпускника в рамках выбранной темы, а также сформированность его профессиональных умений и навыков.

Выполнение дипломного проекта состоит из нескольких этапов:

- выбор и закрепление темы дипломного проекта;
- разработка и утверждение задания на дипломный проект;
- сбор материала для дипломного проекта на объекте практики;
- написание и оформление расчетно-пояснительной записки и презентации;
- предварительная защита дипломного проекта;
- защита дипломного проекта на заседании ГЭК.

Выполненный дипломный проект, подписанный выпускником и консультантами проходит процедуру нормоконтроля.

Нормоконтроль – процесс, осуществляющий выполнение норм, правил и требований, установленных в стандартах и другой нормативно-технической документации при разработке студентами дипломных проектов. Нормоконтроль дипломных проектов является завершающим этапом выполнения дипломного проекта. При обнаружении ошибок, небрежного выполнения работы, отсутствии обязательных подписей, несоблюдении требований нормоконтролер возвращает выпускнику дипломный проект на исправление. Без подписи нормоконтролера дипломный проект к защите не допускаются.

2 ТРЕБОВАНИЯ К СТРУКТУРЕ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

2.1 В общем случае дипломный проект должны содержать:

- текстовый документ (пояснительную записку);
- графический материал.

2.2 Текстовый документ должен включать в указанной последовательности следующие элементы:

- титульный лист;
- задание;
- отзыв руководителя;
- содержание;
- введение;
- основная часть (разделы, подразделы, пункты в соответствии с утвержденным заданием);

- список использованных источников;
- приложения.

2.3 К графическому материалу следует относить:

- демонстрационные листы (плакаты);
- электронные презентации;
- чертежи и схемы.

2.4 Демонстрационные листы с графиками, фотографиями, схемами, чертежами представляются на листах формата А1. Объем графического материала определяется заданием и условиями защиты работы.

2.5 Работа, наряду с бумажным носителем, должна быть полностью представлена на электронных носителях.

Объем записки должен составлять 60 страниц печатного текста.

Объем графического материала составляет 2,5 листа формата А1.

По направленности дипломные проекты имеют опытно-практический характер.

Структура дипломного проекта опытно-практического характера

Дипломный проект опытно-практического характера имеет следующую структуру:

- введение, в котором раскрываются актуальность выбора темы, формулируются компоненты методологического аппарата;
- объект, предмет, проблема, цели, задачи работы;
- теоретическая часть, в которой содержатся теоретические основы изучаемой проблемы;

- практическая часть должна быть направлена на решение выбранной проблемы и состоять из описания опыта практической работы с результатами, обоснованием разработки;

- заключение, в котором содержатся выводы и рекомендации относительно возможностей практического применения полученных результатов;

- список используемой литературы (не менее 20 источников);

- приложение.

3 ФОРМИРОВАНИЕ СОДЕРЖАТЕЛЬНОЙ ЧАСТИ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

3.1 Основная часть - характеристика объекта и существующей системы управления, анализ производственно-финансовой деятельности предприятия.

Целью аналитической части является рассмотрение существующего состояния предметной области, характеристики объекта и системы управления и обоснование предложений по устранению выявленных недостатков, внедрению новых подходов, новых технологий и т.д.

В этой главе следует описать хозяйственную деятельность предприятия, для которого разрабатывается проект. Перечислить функции, выполняемые на этом предприятии, круг решаемых задач, структуру предприятия. Предоставить описание деятельности структурных подразделений.

Информация собирается с учетом тех задач, которые поставлены в дипломном проекте. Необходимо использовать информацию, прописанную в технологических инструкциях, данные годовых отчетов бухгалтерской и статистической отчетности предприятий, справочники, прейскуранты и т.д.

3.2 Специальная часть - включает расчеты, необходимые для выполнения дипломного проекта и подтверждающие эффективность предложенных мероприятий по повышению надёжности узла или механизма гидропривода.

Как правило, содержание специальной части дипломного проекта по гидроприводу включает следующие пункты:

3.2.1 Выбор исходных данных и обоснование принципиальной гидравлической схемы

3.2.2 Выбор рабочей жидкости

3.2.3 Выбор насоса

3.2.4 Определение основных параметров гидроцилиндра

3.2.5 Расчет гидроцилиндра на прочность

3.2.6 Выбор гидравлической аппаратуры

3.2.7 Выбор фильтров

3.2.8 Гидравлический расчет трубопровода

3.2.9 Расчет потерь давления в гидросистеме

3.2.10 Проверочный расчет гидропривода. Определение мощности и КПД гидропривода

Рекомендации по выполнению каждого из пунктов, приведены необходимые формулы и примеры:

3.2.1 Выбор исходных данных и обоснование принципиальной

гидравлической схемы

В данном пункте принимают исходные данные на основе технической документации (паспорт, инструкция по эксплуатации, рабочие чертежи и т.д.) на механизм. К необходимым исходным данным как правило, относятся:

Усилие на штоке, F , кН; рабочее давление, P , МПа; скорость рабочего хода, v , м/мин; ход штока, L , мм; длина линии всасывания, $l_{вс}$ м; длина линии слива, $l_{сл}$, м; длина линии нагнетания, $l_{наг}$ м; время выдвижения, t , сек.

Обоснование принципиальной гидросхемы выполняется в произвольной форме и заключается в описании назначения каждого элемента гидросистемы и его конструктивных особенностей.

Ниже приведён пример оформления данного параграфа.

Пример

3.2 Специальная часть

3.2.1. Выбор исходных данных и обоснование принципиальной гидравлической схемы

Таблица 2 - Исходные данные для расчета

Параметр	Единицы измерения	Значения
1	2	3
1. Рабочее давление	МПа	10
2. Усилие на штоке	кН	200
3. Ход штока	мм	530
4. Длина напорной и сливной магистрали	м	10
5. Время выдвижения штока	с	5

Одноковшовые универсальные экскаваторы представляют собой самоходные машины на гусеничном или пневмоколесном ходу, предназначенные для разработки карьеров, рытья котлованов, траншей, каналов, погрузки грунта и сыпучих материалов.

Гидроприводом осуществляются движения стрелы, рукояти и ковша, поворот рабочего оборудования и привод хода экскаватора.

Для управления работой гидродвигателей применяется гидрораспределитель секционного типа с пятью секциями: напорная секция, 3 рабочих секции, сливная секция.

Для защиты гидросистемы от повышения давления и настройки рабочего давления в гидросистеме применяется предохранительный клапан.

Для поддержания заданного класса чистоты рабочей жидкости в гидроприводе используется сливной тип фильтрации.....

И так далее обосновывается каждый элемент гидросхемы, т.е. объясняется – зачем он присутствует в гидросистеме.

3.2.2 Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость является рабочей средой гидросистемы и передаёт механическую энергию от насоса к гидродвигателю. Поэтому для обеспечения высокого КПД работы гидросистемы рабочая жидкость должна удовлетворять определённым требованиям, которые меняются в зависимости от назначения, места и условий работы гидросистемы.

В данном разделе сначала рассматривают назначение и типы рабочих жидкостей, их функции, достоинства и недостатки; требования предъявляемые к ним, свойства.

Вязкость рабочей жидкости принимают в соответствии с давлением. Затем в соответствии с выбранной вязкостью определяются с маркой марки рабочей.

Для подходящей марки рабочей жидкости выписывают все параметры и свойства.

Объём данного раздела не должен быть менее 1-1,5 страниц

3.2.3 Выбор насоса

Определяем полезную мощность исполнительного звена гидродвигателя на штоке гидроцилиндра $N_{ц}$, кВт:

$$N_{ц} = \frac{Fv}{1000} \quad (1)$$

где F – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

v – скорость перемещения выходного звена, м/с;

Мощность насосной установки N_n , кВт, определяется по формуле:

$$N_n = K_{з.у.} K_{з.с.} (z_{ц} N_{ц} + z_{м} N_{м}) \quad (2)$$

где $K_{з.у.}$ – коэффициент запаса по усилию;

$K_{з.с.}$ – коэффициент запаса по скорости;

$Z_{ц}$, $Z_{м}$ – число одновременно работающих цилиндров и моторов.

При предварительном расчете коэффициент запаса по усилию $K_{з.у.}$ учитывает линейные и местные потери давления, а также потери энергии на трение в исполнительных механизмах. Его значение принимают равным $K_{з.у.} = 1,1 - 1,2$; коэффициент запаса по скорости учитывает утечки рабочей жидкости, $K_{з.с.} = 1,1 - 1,3$.

Меньшие значения коэффициентов принимают для приводов, работающих в легком и средних режимах, а большие - в тяжелых и весьма тяжелых режимах работы.

Режим работы гидропривода определяется в зависимости от коэффициентов использования номинального давления K_p и времени работы под нагрузкой K_t .

Таблица 3- Выбор режима работы

Режим работы гидропривода	Коэффициент использования номинального давления $K_p = p/p_{ном}$	Коэффициент времени работы под нагрузкой $K_t = t_p/t$	Число включений в час
Легкий	Менее 0,4	0,1-0,3	До 100
Средний	0,4-0,7	0,3-0,5	100-200
Тяжелый	0,7-0,9	0,5-0,8	200-400
Весьма тяжелый	Свыше 0,9	0,8-0,9	400-800

По рассчитанной мощности насосной установки определяется расход жидкости в гидросистеме Q , л/мин:

$$Q = \frac{N_n}{P_{ном}} \quad (3)$$

Если один насос не может обеспечить необходимую подачу, то рекомендуется установить два одноступенчатых насоса с подачей каждого $Q/2$. Можно подобрать два одноступенчатых насоса с различной подачей, чтобы один из них можно было подключать только в период совместной работы нескольких гидродвигателей.

Тип насоса выбирается с учетом режимов работы гидропривода. Для лёгкого и среднего рекомендуются шестеренные и пластинчатые насосы, а для тяжёлых и весьма тяжелых режимов – аксиально- и радиально-поршневые насосы. Конкретный типоразмер насоса выбирается по расчетному значению его рабочего объема V_0 , см³:

$$V_0 = 10^3 \frac{Q}{n_{ном} \eta_0}, \text{ см}^3, \quad (4)$$

где: Q -расход жидкости в гидроприводе, л/мин;

η_0 -объемный КПД насоса (таблица 4);

$n_{ном}$ - номинальное число оборотов вала насоса, об/мин.

Таблица 4 - Значения коэффициентов полезного действия объёмных насосов

Тип насоса	Общий КПД	Объёмный КПД η_0
------------	-----------	-----------------------

	η_n	
Шестеренные	0,80-0,85	0,90 – 0,94
Пластинчатые	0,60 – 0,85	0,70-,.90
Аксиально-поршневые	0,85-0,90	0,95 – 0,98
Радиально-поршневые	0,85-0,90	0,95 – 0,98

После определения V_0 из каталога выбирается насос, имеющий ближайший больший рабочий объем и рассчитывается его действительная подача:

$$Q_n = 10^{-3} V_0 n_{ном} \eta_0 \quad (5)$$

Мощность, кВт, необходимую для привода насоса:

$$N_n = \frac{Q_n p}{60 \eta_n} \quad (6)$$

3.2.4 Определение основных параметров гидроцилиндра

Определяем диаметр поршня гидроцилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \quad , \text{ м} \quad (7)$$

где F- усилие на штоке, Н, P- рабочее давление, Па.

В соответствии с ГОСТ 12447-80 /3,с.7/ рекомендуется следующий основной ряд (в скобках приведены значения дополнительного ряда) диаметров поршня (мм): 10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

По ГОСТ 12447-80 принимаем $D = \dots\dots\dots$ мм, /3,с.7/.

Диаметр штока принимается из соотношения:

$$d = (0,4 \div 0,7) D \quad (8)$$

В соответствии с ГОСТ 12447-80 /4,с.7/ рекомендуется следующий основной ряд (в скобках приведены значения дополнительного ряда) диаметров штоков (мм): 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

По ГОСТ 12447-80 /3,с.7/ принимаем $d = \dots\dots\dots$ мм.

По европейскому стандарту DIN 3320 при выборе диаметров поршня и штока должно выполняться условие:

$$\frac{S_{шт.п}}{S_n} = 0,6 \div 0,8 \quad (9)$$

где : $S_{шт. п}$ - площадь штоковой полости, S_n - площадь поршня.

Сила трения в уплотнениях определяется в зависимости от типа уплотнения. Поэтому для дальнейшего расчёта сначала необходимо выбрать тип уплотнения в зависимости от рабочего давления и скорости выдвижения штока..

Таблица 5 - Выбор уплотнений для гидроцилиндров

Тип уплотнения	Условия применения
Шевронное резинотканевое по ГОСТ 22704-77, с.294 /4/	$P_{раб} < 63 \text{ МПа}$; $v_{выдв} < 3 \text{ м/с}$; $t^{\circ} = 50 \div 100^{\circ}$
Манжеты уплотнительные резиновые по ГОСТ 14896-84, с.296 /4/	$v_{выдв} < 0,5 \text{ м/с}$; $l < 10 \text{ м}$ $P_{раб} < 50 \text{ МПа}$; $t^{\circ} = 60 \div 200^{\circ}$;
Кольца поршневые по ОСТ 2 А54-1-72, с.302/4/	$P_{раб} < 50 \text{ МПа}$; $v_{выдв} < 7,5 \text{ м/с}$;

Для шевронных, лепестковых резиновых уплотнений и фторопластовых уплотнений любой конструкции сила трения в уплотнениях определяется по формуле:

$$T = \pi D H (P + P_k) \mu, \text{ Н} \quad (10)$$

где D- диаметр поршня (штока или плунжера), мм;

H- ширина уплотнения, мм;

P_k - контактное давление, возникающее при монтаже, МПа, $P_k = 2 \div 5 \text{ МПа}$;

μ - коэффициент трения, для резины $\mu = 0,1 - 0,13$; для фторопласта $\mu = 0,01 - 0,013$. Ширина уплотнения H, мм, определяется в зависимости от типа уплотнения из табл. 8.19 и 8.20 /3, с.294,298/.

При определении параметров уплотнений обратите внимание на то, что буквой d обозначается внутренний диаметр уплотнения или диаметр уплотняемой поверхности.

Количество манжет в пакете n шевронных резинотканевых

уплотнений определяется в зависимости от рабочего давления /3,с.294/ и может быть равным $n = 2 \div 10$.

При $P \leq 6,3$ МПа ... $n = 2 \div 3$; при $P \leq 10$ МПа... $n = 4$; при $P > 10$ МПа... $n = 5 \div 10$.

Пример

Определяем диаметр поршня по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P}}, \text{ м} \quad (7)$$

где: F – усилие на штоке, Н;

P – рабочее давление, Па.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 800000}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,201 \text{ м.}$$

По ГОСТ 12447-80 принимаем $D = 250$ мм. с.7 /3/.

Диаметр штока определяем из соотношения:

$$d = (0,4 - 0,7) \cdot D, \text{ м} \quad (8)$$

$$d = 0,5 \cdot 0,25 = 0,125 \text{ м.}$$

По ГОСТ 12447- 80 принимаем $d = 160$ мм, с.7 /3/.

По европейскому стандарту DIN 3320 при выборе диаметров поршня и штока должно выполняться условие:

$$\frac{S_{ш.п}}{S_n} = 0,6 \div 0,8 \quad (9)$$

где: S_n – площадь поршня, м^2 ;

$S_{ш.п}$ – площадь штоковой полости, м^2 .

$$S_n = \pi D^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,25^2 / 4 = 0,049 \text{ м}^2$$

$$S_{ш.п} = S_n - S_{шт} = \pi D^2 / 4 - \pi d^2 / 4 = 0,049 - 3,14 \cdot 0,16^2 / 4 = 0,029 \text{ м}^2$$

$$\frac{S_{ш.п}}{S_n} = \frac{0,029}{0,049} = 0,6$$

- условие выполнено.

Определяем силу трения в уплотнении в поршневой полости по формуле:

$$T = \pi \cdot D \cdot H \cdot (P + P_k) \cdot \mu, \text{ Н} \quad (10)$$

где: D – диаметр поршня, м;

H – ширина кольца, м;

μ – коэффициент трения, $\mu = 0,1$;

P_k – номинальное давление, возникающее при монтаже, МПа; от 2 до 5 МПа.

Ширина уплотнений Н, мм определяется в зависимости от типа уплотнений в табл. 3 с /3/. Для поршня при Р = 25 МПа, v = 1,7 м/с принимаем кольца ЭЛКОНТ Е15м D = 250 мм, Н=0,0081м

$$T = 3,14 \cdot 0,250 \cdot 0,0081 \cdot (25 \cdot 10^6 + 2 \cdot 10^6) \cdot 0,01 = 1716 \text{ Н}$$

Определяем силу трения в уплотнении в штоковой полости по формуле:

$$T_2 = \pi \cdot d \cdot H \cdot (P + P_k) \cdot \mu, \text{ Н} \quad (11)$$

где: d – диаметр штока, м;

Для штока принимаем пластиковые кольца ЭЛКОНТ Е07 d=160мм, Н= 8,5 мм.

$$T_2 = 3,14 \cdot 0,16 \cdot 0,0085 \cdot (25 \cdot 10^6 + 2 \cdot 10^6) \cdot 0,01 = 1153 \text{ Н}$$

3.2.5 Расчет гидроцилиндра на прочность

При расчете гидроцилиндра на прочность определяемыми параметрами являются минимальная толщина стенки гильзы и крышек, крепление крышек к гильзе и размеры элементов крепления цилиндра к машине. Следует также проверить цилиндр на устойчивость и шток на прочность.

Толщина δ гильзы для цилиндров определяется по формуле (с. 112, /2/):

$$\delta = \frac{1,25 P_{\text{раб}} \cdot D}{2,3 [\sigma_p] - P_{\text{раб}}} + a, \text{ м} \quad (11)$$

где: $P_{\text{раб}}$ – рабочее давление;

D – диаметр поршня (плунжера);

$[\sigma_p]$ – допустимое напряжение растяжения, для сталей

рекомендуется $[\sigma_p] = 50 \div 60 \text{ МПа}$;

a – прибавка на разнотолщинность, которая учитывает то, что наружная поверхность гильзы не обрабатывается, $a = 1 \div 1,5 \text{ мм}$.

Внешний диаметр цилиндра составит:

$$D_0 = D + 2\delta \quad (12)$$

Толщину крышек цилиндра определяют по формуле с.123 /2/:

$$\delta_{\text{кр}} = 0,43 D \sqrt{\frac{1,25 P_{\text{раб}}}{[\sigma_p]}} \quad (13)$$

Проверка: должно также выполняться условие:

$$\delta_{\text{кр}} \geq 1,5\delta$$

Если в гидроцилиндре имеется демпфер, то толщина крышки должна быть увеличена на длину хвостовика l .

Расчет на прочность крепления крышек и гильзы выполняется в зависимости от его вида по одной из приведенных формул.

1) Если соединение крышек с корпусом сварные, то необходимо проверить прочность сварного шва с.16/2/:

$$\sigma = \frac{1,25 F_{шт}}{3,14 \cdot D_{cp} \cdot \delta} \leq [\sigma_{св}] \quad (14)$$

где $F_{факт}$ – фактическое усилие на штоке;

D_{cp} – средний диаметр цилиндра по сварному шву;

$[\sigma_{св}]$

- допускаемое напряжение для сварного шва;

$[\sigma_{св}] = 80 \text{ МПа.}$

2) Если крышки крепятся к гильзе при помощи резьбового соединения, то внутренний диаметр резьбы выбирается по ГОСТ 9150-81, с.582 /1/, при этом необходимо соблюдать условие:

$d_{вн} \geq D_0$

Принимаем резьбу , с.582, табл 82 /1/.

Прочность резьбового соединения проверяется по формулам с.17 /1/:

$$\sigma_{см} = \frac{1,25 F_{шт} \cdot P}{\pi \cdot H d_{cp} (d_n - d_{вн})} \leq [\sigma_{см}] \quad (15)$$

где P – шаг резьбы;

H – длина резьбы, находящейся в соединении, $H = (9 \div 12)P$;

d_{cp} , d_n , $d_{вн}$ – соответственно средний диаметр, наружный и внутренний диаметр резьбы, таблица 82, с.582 /1/;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие, $[\sigma_{см}] = 180$

МПа.

3) Если крышки цилиндра крепятся к гильзе при помощи болтов, то необходимо сначала определить диаметр болтов и выбрать их резьбу и количество, а затем проверить на смятие и срез.

Диаметр болтов определяется по формуле с.17 /3/:

$$d_{\sigma} = \sqrt{\frac{4KF_{шт}}{\pi[\sigma_p]Z}}, \text{ м} \quad (16)$$

где: K – коэффициент затяжки, учитывающий деформацию болтов при затяжке, $K = 1,2 \div 1,4$;

Z – количество болтов; $Z = 6, 8, 10$ или 12 шт.;

$[\sigma_p]$ - допустимое напряжение (на разрыв) материала болтов,

$$[\sigma_p] = 120 \div 160 \text{ МПа.}$$

Принимаем резьбу , табл. 82, с.582 /1/

Наиболее распространенными способами крепления силовых цилиндров к машине являются проушина или вилка с отверстием под палец; цапфы; лапы или шаровая пята, с.19, /3/.

Расчет на прочность крепления цилиндра выполняется в зависимости от его вида по одной из приведенных формул.

1) Диаметр отверстия d_u *цапфы или проушины* определяется по формуле:

$$d_u = \sqrt{\frac{1.25KF_{шт}}{g}} \quad (17)$$

где K – коэффициент отношения $\frac{d_u}{B_u}$; для проушины $K=0,8 \div 1,2$; для цапфы $K=0,7 \div 1,0$; для шаровой опоры $K=0,5 \div 0,7$;

g – удельное давление, для закаленной поверхности $g=30 \div 42$ МПа; для незакаленной $g=20 \div 25$ МПа.

Напряжение смятия цапфы:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{шт}}{2d_u L} \leq [\sigma_{см}] \quad (18)$$

где: L – рабочая длина цапфы, см. рисунок 1;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия.

Напряжение смятия проушины:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{шт}}{d_{проуш} b} \leq [\sigma_{см}] \quad (19)$$

где b – ширина проушины.

2) Диаметр шаровой пяты определяется:

$$d_b = \sqrt{\frac{4F_{шт}}{\pi \cdot g}} \quad (20)$$

3) При креплении силового цилиндра к машине лапами определяется диаметр отверстий в лапах из условия прочности болта на срез:

$$d_n = \sqrt{\frac{4Fuu}{\pi[\tau_{cp}]Z}} \quad (21)$$

где Z – количество отверстий в лапах под болты, $Z = 4 \div 8$;

$[\tau_{cp}]$ – напряжение среза, $[\tau_{cp}] = 80$ МПа.

Далее определяется резьба болтов (табл. 82, с.582 /1/).

Чаще всего гидроцилиндр нагружен по следующей схеме, с.124, /2/:

- 1) только центральные продольные сжимающие нагрузки P (рисунок 1).

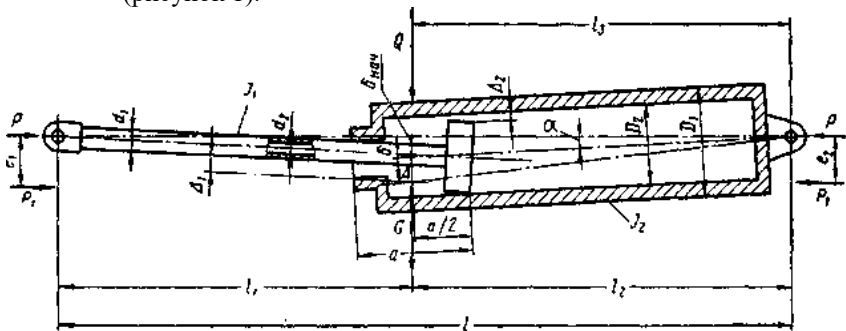


Рис. 1-Схема нагружения силового гидроцилиндра
Определяем момент инерции штока и гильзы:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad ,\text{м} \quad (17)$$

$$I_1 = \frac{3,14 \cdot 0,16^4}{64} = 0,0000321 \quad ,\text{м}^4$$

$$I_2 = \frac{3,14 \cdot 0,25^4}{64} = 0,0001916 \quad ,\text{м}^4$$

Определяем момент сопротивления штока, м^3 :

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (18)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 0,16^3}{32} = 0,0004 \quad \text{м}^3$$

По таблице 35 с. 125 /2/ для посадки Н8/е9 (А3/т3) находим Δ_1, Δ_2 - зазоры в посадке штока и поршня: $\Delta_1 = 0,0366 \text{ мм}$, $\Delta_2 = 0,043 \text{ мм}$

Определяем критическое сжимающие усилие:

$$P_{кр} = \left(\sqrt{\frac{P_{кр}}{I_1}} \right)^2 \cdot I_1 \quad (19)$$

Определяем величину $\sqrt{\frac{P_{кр}}{I_1}}$ по графику на с.131 ,/2/ для значений $\sqrt{\frac{I_2}{I_1}} = \sqrt{\frac{191.6}{32.1}} = 2.4 \approx 2,5$, $\frac{l_2}{l_1} = 160/145 = 1,1$ и $l_1 =$

145 мм: $\sqrt{\frac{P_{кр}}{I_1}} = 180$

$$P_{кр} = (180)^2 \cdot 32.1 = 927690 \text{ Н} = 927690 \text{ Н}$$

Проверка: $P_{кр} = 927690 \text{ Н} > F_{шт} = 800000 \text{ Н}$, гидроцилиндр устойчив.

Определяем расстояние от крепления штока до места наибольшего прогиба под нагрузкой:

$$X = 505 \cdot d^2 \sqrt{\frac{1}{F_{ум}}} \quad (20)$$

$$X = 505 \cdot 16^2 \sqrt{\frac{1}{80000}} = 457.4 \text{ см}$$

При $X \geq l_1$, т.е. $457.4 \text{ см} \geq 14.5 \text{ см}$ определяем прогиб цилиндра по формуле:

$$\delta = \frac{(\Delta_1 + \Delta_2) \cdot l_1 \cdot l_2}{2 \cdot a \cdot l} + \frac{G \cdot l_1 \cdot l_2}{2 \cdot F_{ум} \cdot l} \cdot \cos \alpha \quad (21)$$

где: δ - прогиб штока, мм;

G – вес цилиндра $G = 65 \text{ кг} = 650 \text{ Н}$.

$$\delta = \frac{(0,00366 + 0,0043) \cdot 0,16 \cdot 0,145}{2 \cdot 1 \cdot 0,305} + \frac{650 \cdot 0,16 \cdot 0,145}{2 \cdot 800000 \cdot 0,305} \cdot 1 = 0,0003329$$

М

Определяем напряжение на сжатия штока:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{шт}}{S_{шт}} + \frac{F_{шт} \cdot \delta}{W} \quad (20)$$

где: W – момент сопротивления штока, м^3 ;

$S_{шт}$ - площадь штока гидроцилиндра, м^2 .

$$S_{шт} = \pi d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,16^2 / 4 = 0,02 \text{ м}^2$$

$$\sigma = \frac{800000}{0,02} + \frac{800000 \cdot 0,00003329}{0,0004} = 40.66 \text{ МПа}$$

Определяем коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{сж}}; \quad (21)$$

σ - предел текучести материала, определяем по таблице 5 с.88 или
таблица 8 с.90 /1/, для стали 30ХГС $\sigma_m = 360$ МПа, термообработка-отжиг.

$$n = \frac{360}{40.66} = 8.85$$

Коэффициент запаса прочности $n = 8,85$ показывает, что шток гидроцилиндра выдержит напряжение большее в 8,85 раз по сравнению с рабочим.

3.2.6 Выбор гидравлической аппаратуры

В данном разделе необходимо обосновать выбор применяемой гидроаппаратуры согласно принципиальной гидросхеме. При выборе аппаратуры учитываются D_u , расчетный расход Q и рабочее давление P . Аппаратура непрямого действия принимается при $Q \geq 50$ л/мин или рабочем давлении более 6,3 МПа.

При выборе каждого устройства необходимо указывать:

- 1) тип;
- 2) ТУ (или ГОСТ);
- 3) $Q_{ном}$ (или $P_{ном}$);
- 4) D_u ;
- 5) $\Delta P_{ап}^o$ – потери давления при номинальном расходе.; 6) ссылку на литературу с номером таблицы и страницы.

Пример

При $P_{ном} = 25$ МПа и $Q = 593$ л/мин выбираем:

1.Распределитель: РПГП-16/3С по ТУ 2053-1815-86; $P_{\text{ном}}=32\text{МПа}$; $Q_{\text{ном}}=250;400$; л/мин; $D_y=16$ мм; $P=32\text{МПа}$; $\Delta P^0=0,5\text{Па}$ с.84 /3/.

2.Распределитель 134* по ТУ 2053-1815-86; $P_{\text{ном}}=30$ МПа; $Q_{\text{ном}}=100$ л/мин; $D_y=16$ мм; $\Delta P^0=0,1\text{Па}$ с.84 /3/

3.Обратный клапан: КОМ 10/3 по ТУ2 – 053 – 1649 – 83; $P_{\text{ном}}=32\text{МПа}$; $Q_{\text{ном}}=63; 100$ л/мин; $D_y=16$ мм; $\Delta P^0=0,25\text{МПа}$; с.98 /3/.

4.Предохранительный клапан: МКПВ 10/3М-3 по ТУ2 – 053 – 1614 – 82; $P_{\text{ном}}=1,5-35\text{МПа}$; $Q_{\text{ном}}=100$ л/мин; $D_y=16$ мм; $\Delta P^0=0,2\text{МПа}$; с.271 /3/.

Для упрощения выполнения данного параграфа лучше использовать данные с табличек аппаратуры машины (механизма).

3.2.7 Выбор фильтров

В данном параграфе необходимо выбрать типоразмер, тонкость фильтрации, способ установки и конструкцию фильтра.

При этом следует учитывать, что требования к чистоте рабочей жидкости всех элементов гидросистемы.

Класс чистоты рабочей жидкости всей гидросистемы зависит от класса чистоты самого чувствительного элемента.

Существует ряд рекомендаций по выбору класса чистоты рабочей жидкости для отдельных элементов гидросистемы.

Таблица 7 - Классы чистоты масла для различных узлов гидропривода

Узлы гидропривода	Номинальная тонкость	Класс чистоты по ГОСТ 17216 -71
Насосы шестеренные на давление до 2,5 МПа; насосы и моторы пластинчатые нерегулируемые на давление до 6,3 МПа	40	14-15
Насосы пластинчатые нерегулируемые на давление 12,5 — 16 МПа; насосы пластинчатые регулируемые на давление до 6,3 МПа; насосы и моторы аксиально-поршневые регулируемые и нерегулируемые на давление 6,3 — 16	25	12-14
Комплектные ЭГШП, дросселирующие гидрораспределители, сервотехника	5-10	10-12
Системы и устройства для гибких автоматизированных производств	5	9-10

На основе приведённых выше таблиц необходимо определить, какой класс чистоты необходимо поддерживать в проектируемой гидросистеме.

Затем на основе таблицы 8.3 /3/ необходимо выбрать номинальную тонкость фильтрации рабочей жидкости, которая зависит рабочего давления, таким образом можно выбрать способ установки фильтра и его конкретный типоразмер и конструкцию.

Таблица 8- Достигаемые классы чистоты масла по ГОСТ 17216 — 71 в гидросистемах

Рабочее давление, Мпа	Номинальная тонкость фильтрации, мкм				Рабочее давление, МПа	Номинальная тонкость фильтрации, мкм			
	40	25	10	5		40	25	10	5
0,25	11	11	10	9	4	15	14	13	12
0,63	13	12	И	10	10	16	15	14	13
1,6	14	13	12	11	16	17	16	15	14

ПРИМЕР: Если в гидросистеме достаточно поддерживать 16 класс чистоты, то для этого достаточно установить фильтр тонкостью 40 мкм в напорной магистрали (поскольку $P=10$ МПа – это достаточно высокое

давление и очевиднее всего это напорная фильтрация). Далее по справочнику можно подобрать конкретную марку напорного фильтра.

ПРИМЕЧАНИЕ:

Давление $P=0,25$ МПа соответствует давлению во всасывающих магистральных; $P=0,63$ МПа и $P=1,6$ МПа соответствует давлению в сливных магистральных; $P=1,6$ МПа и $P=4$ МПа можно достичь в напорной магистрали при независимой системе фильтрации при использовании шестеренных или винтовых насосов.

При выборе способа фильтрации следует помнить о достоинствах, недостатках и целесообразности каждого из них.

3.2.8 Гидравлический расчет трубопровода

Согласно рекомендациям стандарта СЭВ РС 3644- 72 при выборе скорости в *напорном* трубопроводе учитывают рабочее давление:

$P_{\text{раб}}, \text{ МПа}$	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{\text{нап}}, \text{ м/с}$	2	3,2	4	5	6,3	10

Для *сливных* магистралей $v_{\text{сл}} = 1,5 \div 2,5$ м/с.

Для *всасывающих* $v_{\text{вс}} < 1,6$ м/с.

Внутренний диаметр всасывающих, напорных и сливных трубопроводов определяется по формуле:

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \text{ м} \quad (27)$$

где v - скорость потока рабочей жидкости в напорной, сливной или всасывающей магистралях.

Диаметр всасывающего трубопровода обычно принимают равным диаметру сливного.

Найденные диаметры необходимо сравнить со стандартными значениями по ГОСТ 16516- 80: 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160. /3, с.7/.

Минимально допустимая толщина стенки трубопроводов:

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{PD_y}{2[\sigma_{\text{вр}}]} K_6, \text{ мм} \quad (28)$$

где P - рабочее давление, МПа;

K_6 - коэффициент безопасности, $K_6 = 4 \div 8$;

$[\sigma_{\text{вр}}]$ – временное сопротивление растяжению материала трубы, МПа; $[\sigma_{\text{вр}}]$ выбирается из табл. 8.26 /3, с.308/ для выбранной марки стали.

Таблица 9 - Механические свойства сталей, применяемых для гидравлических трубопроводов

Механические свойства	Марка стали									
	10	20	35	45	10Г2	15Х	20Х	40Х	30ХГСА	15ХМ
Временное сопротивление растяжению $\sigma_{вост}$, МПа	343	412	510	589	422	412	431	618	491	431
Предел текучести σ_T , МПа	206	245	294	323	245	-				226
Относительное	24	21	17	14	22	19	17	14	18	21
Твердость по Бринеллю	137	156	187	207	197	179	179	217	229	-

Напорная магистраль проверяется на прочность при гидравлическом ударе, возникающим при переключении распределителя, по формуле Н.Е. Жуковского:

$$\Delta P_{уд} = \rho v_n \cdot a \quad (29)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

v_n – скорость потока в напорной магистрали, м/с;

a – скорость распространения ударной волны, м/с; для минеральных масел $a = 1200 - 1400$ м/с.

После определения $\Delta P_{уд}$ находится максимальное давление в гидросистеме, проводится сравнение с $[\sigma_{вр}]$ и делается вывод о прочности трубы.

Пример

Определяем внутренний диаметр трубопровода во всасывающей, напорной и сливной линии по формуле:

$$D_{y.} = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * v}} ; \text{ м} \quad (25)$$

где: v – скорость потока рабочей жидкости в напорной, сливной и всасывающей; при $P_{ном} = 25$ МПа $v_{нап} = 8$ м/с. с391/3/. для сливных магистралей $v_{сл} = 3$ м/с; для всасывающих $v_{вс} \leq 3$ м/с.

$$D_{y.вс} = \sqrt{\frac{4 * 0,00989}{3,14 * 3}} = 0,0648 \text{ м.}$$

По ГОСТ 12447-80 принимаем $D_{y.вс} = 63 \text{ мм. с.7 /3/}$.

Определяем внутренний диаметр трубопровода в сливной линии:

$$D_{y.сл} = \sqrt{\frac{4 * 0,00585}{3,14 * 3}} = 0,0498 \text{ м.}$$

По ГОСТ 12447-80 принимаем $D_{y.сл} = 50 \text{ мм. с.7 /3/}$.

Определяем диаметр внутренний трубопровода в напорной линии:

$$D_{y.нап} = \sqrt{\frac{4 * 0,00989}{3,14 * 8}} = 0,0396 \text{ м.}$$

По ГОСТ 12447-80 принимаем $D_{y.нап} = 40 \text{ мм. с.7 /3/}$.

Определяем толщину стенки для всасывающего, напорного и сливного трубопровода по формуле:

$$\delta_{mp} = \frac{P_{max} * D_{y.н}}{2 * [\sigma_{вп}] * K_{\sigma}} ; \text{ м.} \quad (26)$$

где: K_{σ} - коэффициент безопасности, $K_{\sigma} = 8$;

P_{max} – максимальное давление в трубопроводе, $P_{max} = 1,25 \cdot P_{раб}$

$[\sigma_{вп}]$ – временное сопротивление разрыву материала трубы, для стали 20 $[\sigma_{вп}] = 412 \text{ МПа с.308 /3/}$.

$$\delta_{mp.вс} = \frac{31,25 * 10^6 * 0,063}{2 * [412 * 10^6]} * 8 = 0,0062 \text{ м.}$$

$$\delta_{mp.нап} = \frac{31,25 * 10^6 * 0,04}{2 * [412 * 10^6]} * 8 = 0,0038 \text{ м.}$$

$$\delta_{mp.сл} = \frac{31,25 * 10^6 * 0,05}{2 * [412 * 10^6]} * 8 = 0,0047 \text{ м.}$$

Напорная магистраль проверяется на прочность при гидроударе, возникающем при переключении распределителя по формуле :

$$\Delta P_{y\partial} = a * v * \rho ; \text{ Па.} \quad (27)$$

где: а – скорость распространения ударной волны, м/с, а = 1200 – 1400 м/с.

$$\rho - \text{плотность масла, } \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \rho = 890 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\Delta P_{y\partial} = 890 * 3 * 1200 = 2112000 \text{ Па.}$$

Определяем максимальное давление в напорном трубопроводе

$$P_{\max} = P_{\text{раб}} + \Delta P_{y\partial} \text{ Па.} \quad (28)$$

$$P_{\max} = 25 * 10^6 + 2.112 * 10^6 = 27.112 \text{ Па.}$$

$$P_{\max} < \sigma_{\text{вр}}$$

Условие выполнено.

3.2.9 Расчет потерь давления в гидросистеме

При расчете гидросистем определяются потери давления на всех участках трубопровода - напорном, сливном и всасывающем.

А) Определение потери давления в линии всасывания:

$$\Delta P_{\text{в}} = \Delta P_{\text{фв}} + \Delta P_{\text{лв}} + \Delta P_{\text{мв}} \quad (30)$$

где $\Delta P_{\text{фв}}$ - потери давления на всасывающем фильтре (при условии, если он есть);

$\Delta P_{\text{лв}}$ - линейные потери в линии всасывания;

$\Delta P_{\text{мв}}$ - местные потери.

Б) Определяем потери давления в линии

нагнетания:

$$\Delta P_{\text{н}} = \Sigma \Delta P_{\text{ап}} + \Delta P_{\text{лн}} + \Delta P_{\text{мн}} \quad (31)$$

где $\Sigma \Delta P_{\text{ап}}$ - потери давления в аппаратуре, установленной на линии нагнетания;

$\Delta P_{\text{лн}}$ - линейные потери давления в линии нагнетания;

$\Delta P_{\text{мн}}$ - местные потери в линии нагнетания.

В) Потери давления в линии слива:

$$\Delta P_{\text{сл}} = \Sigma \Delta P_{\text{ап}} + \Delta P_{\text{лсл}} + \Delta P_{\text{мс}} \quad (32)$$

где $\Sigma \Delta P_{\text{ап}}$ - потери давления в аппаратуре, установленной в линии слива;

$\Delta P_{\text{л}}$, $\Delta P_{\text{м}}$ - линейные и местные потери давления в линии слива.

Потери давления в аппаратуре определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{ап}} = \Delta P_{\text{ап}}^0 \left(\frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right)^2, \text{ МПа} \quad (33)$$

где $\Delta P_{\text{ап}}^0$ - потери давления в аппарате при номинальном расходе, МПа;

Q- расчётный расход;

Q_{ном} - номинальный расход.

Линейные потери давления в магистральных определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda \rho l}{2Dy} v^2 \quad (34)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения;

ρ – плотность выбранной рабочей жидкости, кг/м³;

v - скорость потока, м/с;

l – длина соответствующей магистрали, м/с.

Гидравлический коэффициент трения λ (коэффициент Дарси) определяется в зависимости от режима движения потока рабочей жидкости в напорной, сливной или всасывающей магистралях.

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (35)$$

Для ламинарного режима:

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{\Delta}{Dy} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (36)$$

Для турбулентного режима:
где Δ – абсолютная шероховатость; для стальных труб $\Delta = 0,1 \div 0,3$ мм.

Местные потери напора определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{м}} = 0,21 \frac{Q^2}{D_y^4} \sum_1^n \zeta, \text{ МПа} \quad (37)$$

где: Q- расход, л/мин;

Dy- диаметр трубы, мм;

$$\sum_1^n \zeta$$

- суммарный коэффициент местных сопротивлений,
см. табл. 10.3, с.390 /3/.

Пример

При расчёте гидросистем определяются потери на всех участках трубопровода – напорном, сливном и всасывающем.

А) Определяем потери давления в линии всасывания:

$$\Delta P_{\text{в}} = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}}; \text{ МПа.} \quad (29)$$

где: $\Delta P_{\text{л}}$ - линейные потери в линии всасывания;

$\Delta P_{\text{м}}$ - местные потери.

Линейные потери давления в линии всасывания определяем по формуле:

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda * \rho * l}{2 * D_y} * v^2 \quad ; \text{Па.} \quad (30)$$

где: λ – гидравлический коэффициент трения; для ламинарного режима

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad ; \text{ для турбулентного режима} \quad \lambda = 0,11 * \left(\frac{\Delta}{D_y} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25}$$

ρ – плотность выбранной рабочей жидкости, кг/м³;

l – длина магистрали, при вертикальном монтаже $l_{\text{вс}} \leq 1$ м; при горизонтальном $l_{\text{вс}} \leq 3$ м.

Определяем режим движения жидкости:

$$\text{Re} = \frac{v * D_y}{\nu} \quad (31)$$

где: v – скорость движения жидкости в линии всасывания, м/с, для всасывающих $v_{\text{вс}} \leq 3$ м/с.

ν – вязкость, м/с².

$$\text{Re} = \frac{2 * 0,063}{46 * 10^{-6}} = 4239$$

$$\lambda = 0,11 * \left(\frac{0,00003}{0,063} + \frac{68}{4239} \right)^{0.25} = 0.0394$$

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{0,039 * 870 * 1}{2 * 0,063} * 2^2 = 2423.5 \quad \text{Па.}$$

Определяем местные потери давления в линии всасывания:

$$\Delta P_{\text{м}} = 0,21 \frac{Q^2}{D_y^4} \sum \xi \quad ; \text{Па.} \quad (32)$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 0,21 \frac{593^2}{63^4} * 0 = 0 \quad \text{Па.}$$

$$\Delta P_{\text{с}} = \Delta P_{\text{л}} = 2423,5 \quad \text{МПа.}$$

Б) Определяем потери давления в линии нагнетания:

$$\Delta P_{\text{н}} = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ан}}; \text{МПа.} \quad (33)$$

где: $\Delta P_{\text{л}}$ - линейные потери в линии всасывания;

ΔP_m - местные потери;

ΔP_{an} - потери давления в аппаратуре.

Определяем режим движения жидкости, при $P_{ном} = 25$ МПа принимаем $v_{нап} = 8$ м/с. с391/3/:

$$Re = \frac{8 * 0,04}{46 * 10^{-6}} = 6956.5$$

$$\lambda = 0,11 * \left(\frac{0.00003}{0.04} + \frac{68}{6956.5} \right)^{0.25} = 0.035$$

Определяем линейные потери в линии нагнетания по формуле

$$\Delta P_l = \frac{0,035 * 870 * 10}{2 * 0,04} * 8^2 = 243600$$

Па.

Определяем местные потери давления в линии нагнетания:

$$\Delta P_m = 0,21 \frac{Q^2}{D_y^4} * \Sigma \xi \quad ; \text{ Па.} \quad (34)$$

В соответствии с принципиальной гидросхемой:

$$\Sigma \xi = 11\xi_{поворот} + 8\xi_{тройник} + \xi_{вход} = 11 \cdot 0,18 + 8 \cdot 0,9 + 0,03 = 9,21$$

Значения коэффициентов принимаем по справочнику /3/, с. 557, табл. 9.1.

$$\Delta P_m = 0,21 \frac{(0,00989 \cdot 60000)^2}{40^4} * 9,21 = 0,266 \text{ МПа} \quad \text{Па.}$$

Определяем потери давления в аппаратуре. В соответствии с принципиальной гидросхемой в линии нагнетания от насоса до поршневой полости гидроцилиндра установлены распределитель и дроссель.

$$\Delta P_{an} = \Delta P_{an}^0 * \left(\frac{Q}{Q_{ном}} \right)^2 \quad ; \text{ Па.} \quad (35)$$

$$\Delta P_p = 0,5 \left(\frac{593}{600} \right)^2 = 0,488 \quad \text{МПа.}$$

$$\Delta P_{dp} = 0,3 \left(\frac{593}{320} \right)^2 = 1.02 \quad \text{МПа.}$$

$$\Delta P_{an} = 0,488 + 1,02 = 1,508 \text{ МПа.}$$

$$\Delta P_n = 0,24 + 0,266 + 1,508 = 2,01 \text{ МПа}$$

В) Определяем потери давления в линии слива:

$$\Delta P_{cl} = \Delta P_l + \Delta P_m + \Delta P_{an}; \text{ МПа.} \quad (36)$$

Определяем режим движения жидкости, для сливных магистралей
 $v_{сл} = 3 \text{ м/с;}$

$$Re = \frac{3 * 0,05}{46 * 10^{-6}} = 3260$$

$$\lambda = 0,11 * \left(\frac{0,00003}{0,05} + \frac{68}{3260} \right)^{0,25} = 0,041$$

Определяем линейные потери в линии слива:

$$\Delta P_l = \frac{0,041 * 870 * 10}{2 * 0,05} * 3^2 = 32103 \text{ Па.}$$

Определяем местные потери давления в линии слива по формуле 34:

$$\Delta P_m = 0,21 \frac{351^2}{50^4} * (1_{вход} + 11_{нов} + 6_{тройн}) = 0,041 \text{ МПа.}$$

В соответствии с принципиальной гидросхемой в сливной магистрали между штоковой полостью гидроцилиндра и маслобаком установлен только гидрораспределитель. Определяем потери давления в распределителе по формуле 35:

$$\Delta P_p = 0,5 \left(\frac{351}{600} \right)^2 = 0,171 \text{ МПа.}$$

$$\Delta P_c = 0,032103 + 0,041 + 0,171 = 0,244 \text{ Па}$$

Итак, расчет показал, что в гидросистеме потери давления составят:

во всасывающей линии $\Delta P_{вс} = 0,0024 \text{ МПа;}$ в напорной линии $\Delta P_{нап} = 2,01 \text{ МПа;}$ в сливной линии $\Delta P_c = 0,244 \text{ МПа.}$

Повышение потерь давления в напорной магистрали обусловлено установкой дросселя. Для снижения потерь рекомендуется установить дроссель так, чтобы поток дросселировался на выходе из гидроцилиндра при втягивании.

3.2.10 Проверочный расчет гидропривода. Определение мощности и КПД гидропривода

Проверочный расчет выполняется с целью установления

действительных параметров гидропривода и проверки соответствия выбранного оборудования требованиям, предъявляемым к работе привода.

Действительное давление, развиваемое насосом в гидроприводе поступательного движения:

- при выдвижении штока:

$$P_1 = \frac{F_{шт} / k_{тр} + S_{шт.п} \Delta P_{сл}}{S_n} + \Delta P_{нап}, \text{Па} \quad (38)$$

- при втягивании штока:

$$P_2 = \frac{F_{шт} / k_{тр} + S_n \Delta P_{сл}}{S_{шт.п}} + \Delta P_{нап}, \text{Па} \quad (39)$$

где $F_{шт}$ – усилие на штоке, Н;

$k_{тр}$ – коэффициент, учитывающий потери на трение в уплотнениях, $k_{тр} = 0,9-0,98$;

S_n , $S_{шт.п}$ – площадь поршня и штоковой полости соответственно, м^2 .

Действительный расход рабочей жидкости:

$$Q_d = Q_{дн} - \Delta Q_{ут} \quad (40)$$

где $Q_{дн}$ – действительная подача выбранного насоса;

$\Delta Q_{ут}$ – величина утечек.

$$\Delta Q_{ут} = K_y P_1, \text{л/мин} \quad (41)$$

где K_y – расчетный коэффициент утечек, $K_y = 0,005 \cdot 10^{-6} \text{ л/Па мин}$.

Действительная скорость штока гидроцилиндра:

$$v_{ш} = \frac{Q_d \eta_0}{S_n}, \text{м/с} \quad (42)$$

Действительная частота вращения вала гидромотора:

$$n_m = \frac{Q_d \eta_0}{V_0}, \text{об/мин} \quad (43)$$

Расхождение между заданными P_z и действительными P_d параметрами определяется по формуле:

$$\Pi = \frac{P_z - P_d}{P_z} 100\% \quad (44)$$

Полная мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом, кВт:

$$N_n = \frac{Q_n P_n}{60 \eta_n}, \text{кВт} \quad (45)$$

где Q_n – подача насоса, л/мин;
 p_n – давление, развиваемое насосом, МПа;
 η_n – общий КПД насоса.

Полезная мощность гидропривода $N_{пол}$ определяется как сумма действительных выходных мощностей гидродвигателей данной гидросистемы, которые определяются по их действительным выходным параметрам, полученным в проверочном расчете:

- действительная мощность на штоке гидроцилиндра $N_{цд}$, кВт:

$$N_{цд} = \frac{F v_{ц}}{1000} \quad (46)$$

где F – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;
 $v_{ц}$ – действительная скорость перемещения выходного звена гидроцилиндра, м/с.

Полный КПД проектируемого гидропривода:

$$\eta_{гп} = \frac{N_{пол}}{N_n} \quad (47)$$

бъем гидробака определяется в зависимости от производительности насоса:

$$V_б = 1,2 (3 \div 5) Q_n \quad (48)$$

3.3 Организация производства

В этой главе следует дать краткое описание организации технического обслуживания и ремонта в цехе, технологию проведения капитального ремонта. Мероприятия по повышению надёжности оборудования. Схему и карту смазывания механизмов оборудования.

Информация собирается с учетом тех задач, которые поставлены в дипломном проекте. Необходимо использовать информацию, прописанную в технологических инструкциях.

Таблица 10 - Ремонтная ведомость

№	Наименование работ, материалов, оборудования	Ед. изм	Кол-во	Потребная рабочая сила чел*час	Примечание
1	Проверить уровень масла в баке	шт	1	3	МНЛЗ
2	Проверить температуру	шт	1	3	МНЛЗ

	масла в баке				
3	Проверить степень фильтров по индикатору или манометру	шт	11	3	МНЛЗ
4	Замена фильтров на гидростанции	шт	11	5	МНЛЗ
5	Проверить визуально наружные утечки .Устранить утечки	шт	-	4	МНЛЗ
6	Проверить шум и вибрации при работе на слух, при необходимости заменить неисправные элементы	шт	2	2	МНЛЗ
7	Проверить нагрев приводного электродвигателя . Устранить причины нагрева	шт	1	4	МНЛЗ
8	Проверить наличие пены на поверхности масла в баке	шт	1	2	МНЛЗ
9	Проверить состояние рукавов высокого давления	шт	8	3	МНЛЗ
10	Взять пробу масла на анализ; Отчистить гидробак и заменить масло.	шт	1	3	МНЛЗ
11	Заменить унифицированные узлы и детали , отработавшие ресурс	шт	3	4	МНЛЗ
12	Проверить внутреннюю полость бака , при наличии коррозии зачистить до металлического блеска	шт	1	3	МНЛЗ
13	Произвести подстройку регулирующих агрегатов	шт	76	5	МНЛЗ

Таблица 11- Карта смазывания привода

№ точки	Наименование точки смазывания	Кол-во точек смазки	Способ смазывания	Смазочный материал	Кол-во смазки	Периодичность смазывания
1	2	3	4	5	6	7
1	Муфты	5	закладной	Нигрол	0,35	При ревизиях
2	Подшипники рад.	Им	централиз	СМ-1		Постоянно
3	Подшипники	4	закладной	Литол 24	0,2	При ревизиях
4	Зубчатое зацепление	2	централиз. циркуляц.	И-100Р	-	Постоянно
5	Подшипники	10	централиз. циркуляц.	И-100Р		Постоянно
6	Головные шпиндели	4	закладной	Литол 24	0,2	При ревизиях

3.4 В приложения рекомендуется включать материалы иллюстрационного и вспомогательного характера: таблицы и рисунки большого формата, дополнительные расчеты, описания применяемого в работе нестандартного оборудования, распечатки с персонального компьютера, другие материалы и документы конструкторского, технологического и прикладного характера.

4 ПОРЯДОК ЗАЩИТЫ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

4.1 Подготовка доклада для защиты

Подготовке доклада (речи) на защите дипломного проекта следует уделить особое внимание. Текст выступления составляется заранее и

согласовывается с руководителем дипломного проекта. Доклад рекомендуется не читать по тексту, а рассказывать. Он может быть проиллюстрирован таблицами, схемами, рисунками, диаграммами, графиками и т.д. на презентационном материале. Речь должна быть ясной, грамматически правильной, уверенной. К иллюстрациям необходимо обращаться только тогда, когда это требуется по ходу доклада, избегая бесцельного обращения к ним.

Раздаточный материал должен быть снабжен титульным листом с указанием темы дипломного проекта, фамилии, имени и отчества обучающегося.

В своем выступлении выпускник должен отразить:

- содержание проблемы и актуальность исследования;
- цель и задачи исследования;
- объект и предмет исследования;
- методику своего исследования;
- полученные теоретические и практические результаты исследования;
- выводы и заключение.

Примерная структура доклада при защите дипломного проекта:

1. **ВСТУПЛЕНИЕ** доклада должно быть очень коротким, состоять из одной-двух фраз и определять область, к которой относится тема дипломного проекта.

2. После этого необходимо очень четко и коротко сформулировать цель дипломного проекта, дать **ПОСТАНОВКУ ЗАДАЧИ**. Это сразу определяет круг вопросов, которые могут рассматриваться в проекте, и обеспечивает правильное восприятие представляемых материалов доклада.

3. Абсолютное большинство дипломных проектов не являются пионерскими, они базируются на уже известных знаниях, результатах, имеют некую «основу», с которой и начинается творческая часть работы автора. Именно это надо коротко осветить в докладе (речи) как **СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА**. Обычно этот материал представлен в обзорных главах дипломного проекта.

4. **ПУТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ** - один из основных разделов доклада. Здесь необходимо кратко рассмотреть возможные подходы к решению поставленной задачи и более подробно представить выбранный автором дипломного проекта, объяснить, как решалась задача, и обосновать правильность принимаемого решения.

5. **ПОЛУЧЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ** должны давать полное представление о том, чего достиг автор дипломного проекта, насколько полученные результаты оригинальны и соответствуют поставленным целям. Желательно в докладе (речи) перечислить все полученные результаты, а подробнее остановиться на наиболее важных.

6. В каждом дипломном проекте имеются **ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ РАЗДЕЛЫ** (экономика, охрана труда), о которых в докладе желательно коротко упомянуть. Можно очень коротко сказать о полученных в этих разделах результатах или назвать темы, которые там рассматриваются.

7. В **ЗАКЛЮЧЕНИИ** доклада необходимо кратко изложить результаты работы по каждому разделу дипломного проекта.

Предлагаемая структура доклада на защиту является наиболее общей и может конкретизироваться и изменяться в зависимости от особенностей и содержания дипломного проекта, полученных результатов и представленных демонстрационных материалов.

В докладе должны упоминаться **ВСЕ** представленные **ДЕМОНСТРАЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ**. Плакат, о котором в докладе не сказано ни слова, явно является «лишним». Состав демонстрационных материалов может корректироваться до утверждения дипломного проекта и должен наилучшим образом поддерживать доклад.

4.2 Подготовка презентации на защите

Защита дипломного проекта является завершающим, а поэтому наиболее важным этапом обучения. Это мероприятие состоит из двух этапов: презентация работы (доклад) и Ваши ответы на вопросы, задаваемые членами государственной экзаменационной комиссии (непосредственная защита). От того насколько четко по теме и доступно для восприятия слушателей будет сделан доклад, на столько будут вопросы, задаваемые комиссией понятны. Для этого необходимо иметь сам доклад, таблично-справочный материал для каждого члена экзаменационной комиссии, а также презентационное сопровождение, которое может включать в себя как использование мультимедийного оборудования (проектор, экран), на котором будут прокручиваться слайды, так и любой другой материал (плакаты, макеты или образцы продукции).