



Министерство образования
Республики Беларусь

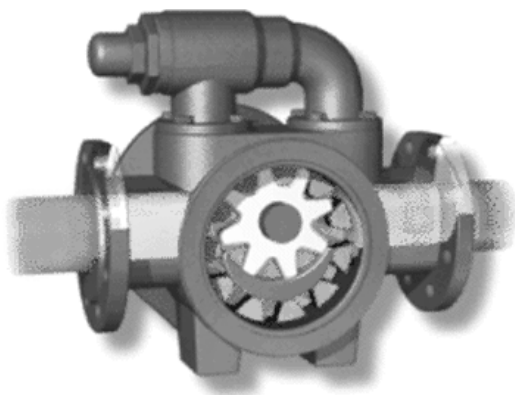
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

А.И. Сафонов
М.И. Жилевич

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта



М и н с к 2 0 1 0

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

А.И. Сафонов
М.И. Жилевич

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

М и н с к 2 0 1 0

УДК [624.22-181.2+621.542-181.2](075.8)

ББК 31.56я7

С 12

Рецензенты:

Б.У. Бусел, М.П. Ивандиков

Сафонов, А.И.

С12 Объемные гидро- и пневмомашин: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / А.И. Сафонов, М.И. Жилевич. – Минск: БНТУ, 2010.– 52 с

ISBN 978-985-525-268-0.

Пособие предназначено для выполнения курсового проекта по дисциплинам «Объемные гидро- и пневмомашин» и «Объемные гидромеханические трансмиссии». В пособии изложены общие требования к выполнению проекта, правила оформления пояснительной записки, примерная тематика курсовых проектов и методики расчетов основных видов гидро- и пневмомашин. Приводится перечень рекомендуемой литературы.

Пособие может быть полезно студентам для выполнения расчетов в ходе дипломного проектирования.

УДК[624.22-181.2+621.542-181.2](075.8)

ББК 31.56я7

ISBN 978-985-525-268-0

© Сафонов А.И.,

Жилевич М.И., 2010

© БНТУ, 2010

В в е д е н и е

Дисциплины «Объемные гидро- и пневмомашин» и «Объемные гидромеханические трансмиссии» относятся к базовым дисциплинам в теоретической и практической подготовке инженера-механика по специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин».

Основная цель этих дисциплин – изучение методов проектирования и расчета объемных гидро- и пневмомашин, их рационального применения в гидро- и пневмосистемах. В ходе обучения предусмотрено выполнение курсового проекта для закрепления полученных студентами теоретических знаний и приобретения практических навыков в области проектирования объемных насосов (гидромоторов) и компрессоров (пневмодвигателей) для гидро- и пневмосистем мобильных и технологических машин.

В пособии изложены общие требования к выполнению проекта, правила оформления пояснительной записки. Представлены методики расчетов конструктивных параметров основных видов объемных гидро- и пневмомашин. Приводится список рекомендуемой специальной литературы для более детального изучения определенного класса гидро- и пневмомашин в соответствии с темой проекта.

1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

1.1 Структура и содержание пояснительной записки

Пояснительная записка должна состоять из следующих составных частей (в содержании и в заголовках нумеруются только те разделы, которые пронумерованы в указанном ниже перечне):

Титульный лист.

Подписанное задание на курсовой проект.

Реферат.

Содержание.

Введение.

1. Обзор и анализ существующих схем и конструкций гидро(пневмо)машин, область применения (в соответствии с темой проекта).

2. Обзор принципиальных схем гидро(пневмо)приводов, где используется проектируемая гидро(пневмо)машина.

3. Обоснование схемы и конструкции проектируемой гидро(пневмо)машины, описание ее работы.

4. Выбор и описание работы принципиальной схемы гидро(пневмо)привода.

5. Расчет основных конструктивных размеров гидро(пневмо)машины.

6. Анализ потерь и оценка КПД гидро(пневмо)машины.

7. Прочностной расчет деталей.

Заключение (выводы).

Литература.

Пример оформления **титульного листа** представлен на рисунке 1.

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту
по дисциплине «*Наименование дисциплины*»

ТЕМА КУРСОВОГО ПРОЕКТА В СООТВЕТСТВИИ С ЗАДАНИЕМ

Выполнил: ст. группы № группы
Ф.И.О. студента

Консультант: *ученая степень, ученое звание*
Ф.И.О. консультанта

М и н с к 2 0 1 0

Рисунок 1 – Пример оформления титульного листа

Реферат должен содержать:

- сведения об объеме пояснительной записки, количестве иллюстраций, таблиц, приложений, использованных источников;
- перечень ключевых слов;
- текст реферата.

Перечень ключевых слов должен включать от 5 до 15 слов или словосочетаний из текста пояснительной записки, которые в наибольшей мере характеризуют ее содержание и обеспечивают возможность информационного поиска. Ключевые слова приводятся в именительном падеже и печатаются прописными буквами в строку через запятые.

Текст реферата должен отражать:

- объект исследования или разработки;
- цель работы;
- метод или методологию проведения работы;
- результаты работы;
- основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики;
- область применения.

Пример структуры реферата представлен на рисунке 2.

Содержание включает введение, наименование всех разделов, подразделов, пунктов (если они имеют наименование), заключение, список использованных источников с указанием номеров страниц, с которых начинаются эти элементы.

Во **введении** могут быть отражены исторические аспекты развития гидро(пневмо)привода, область его применения и роль в машиностроении, преимущества и недостатки объемных гидро(пневмо)приводов и гидро(пневмо)машин. Можно привести основные определения и характеристики объемных гидро(пневмо)машин.

Реферат

Пояснительная записка 85 с., 24 рис., 12 табл., 50 источников.

РАСХОДОМЕРНЫЕ УСТАНОВКИ, ПОРШНЕВЫЕ РАСХОДОМЕРЫ, ТАХОМЕТРИЧЕСКИЕ РАСХОДОМЕРЫ, ИЗМЕРЕНИЕ, БОЛЬШИЕ РАСХОДЫ, ГАЗЫ

Объектом исследования являются поршневые установки для точного воспроизведения и измерения больших расходов газа.

Цель работы — разработка методики метрологических исследований установок и нестандартной аппаратуры для их осуществления.

В процессе работы проводились экспериментальные исследования отдельных составляющих и общей погрешности установок.

В результате исследования впервые были созданы две поршневые реверсивные расходомерные установки: первая на расходы до $0,07 \text{ м}^3/\text{с}$, вторая — до $0,33 \text{ м}^3/\text{с}$.

Основные конструктивные и технико-эксплуатационные показатели: высокая точность измерения при больших значениях расхода газа.

Обе установки могут применяться для градуировки и поверки промышленных ротационных счетчиков газа, а также тахометрических расходомеров.

Рисунок 2 – Пример реферата

В ходе подготовки **первого раздела** студент знакомится с объектом проектирования, представляет классификацию гидро(пневмо)машин, схемные решения, объясняющие принцип работы, анализирует существующие варианты конструкции гидро(пневмо)машин аналогичных проектируемой, особенности системы распределения, отдельных узлов и деталей.

При разработке **второго раздела** курсового проекта студент должен изучить область возможного применения разрабатываемой гидро(пневмо)машины в гидро(пневмо)приводах мобильных или технологических машин на технических объектах в соответствии с темой курсового проекта. В записке приводятся 3–5 принципиальных схем, где используются гидро(пневмо)машины, аналогичные проектируемой, технические характеристики объекта, привода и гидро(пневмо)машины. Дается описание принципиальных схем, анализируются особенности, недостатки и преимущества.

В **третьем разделе** выбирается конструктивная схема гидро(пневмо)машин, приводится обоснование принятых решений по исполнению элементов, узлов и деталей, описываются конструкция и принцип работы гидро(пневмо)машины, выбираются рабочие жидкости и смазки для гидромашин.

В **четвертом разделе** на основании проведенного обзора выбирается принципиальная схема гидропривода мобильной или технологической машины, дается подробное описание схемы с указанием последовательности выполнения операций и разъяснением назначения установленных гидро(пневмо)аппаратов.

Пятый раздел является основным в курсовом проекте. На основании приведенных в задании исходных данных должны быть рассчитаны все конструктивные размеры гидро(пневмо)машины, определяющие геометрию рабочей камеры и системы распределения. Ряд параметров студент может назначать по аналогии с прототипами и в соответствии с нормами, принятыми в данной отрасли машиностроения. Следует помнить, что расчетные значения следует округлять до величин, реко-

мендуемых стандартами (номинальные давления, условные проходы, диаметры цилиндров и штоков и др.). Обязательным является наличие расчетных схем и ссылок на литературу, где приводится формула (или соответствующие рекомендации по выбору коэффициентов и параметров), используемая при проектировании.

Все расчеты ведутся в системе СИ. При необходимости в круглых скобках рядом с основным значением может быть указано значение параметра в несистемных (например, принятых в инженерной практике) единицах измерения.

В **шестом разделе** анализируются различные виды возможных потерь энергии в гидро(пневно)машине и способы их уменьшения, рассчитывается или оценивается (по прототипам) коэффициент полезного действия.

В **седьмом разделе** выполняются прочностные расчеты основных деталей проектируемой гидро(пневно)машины. Должны быть использованы теоретические знания и практические навыки, приобретенные при изучении дисциплины «Детали машин». Выполняются расчеты валов, толщины стенок корпусов, крышек, оценивается прочность резьбовых, шпоночных, шлицевых соединений, штоков, шатунов, анализируются нагрузки на опоры, выбираются подшипники.

В **заключении** должны быть отражены основные этапы выполнения курсового проекта, представлены результаты, полученные в ходе проектирования, технические характеристики спроектированной гидро(пневно)машины, сделаны выводы о ее достоинствах и недостатках, даны рекомендации по возможному применению.

1.2 Перечень графического материала

1. Принципиальная схема гидро(пневно)привода (1 лист).
2. Сборочный чертеж гидромашины (1–2 листа).
3. Чертеж детали (0,5–1 листа).

Объем графического материала указан в листах формата А1.

Принципиальная схема – схема привода (гидравлическая или пневматическая) технического объекта (мобильной машины или технологической системы), где используется проектируемая гидромашина. Принципиальная схема выполняется с учетом обозначений элементов привода в соответствии со стандартами и содержит перечень элементов, оформленный в виде стандартизированной таблицы.

Сборочный чертеж гидромашин должен содержать проекции и разрезы, достаточные для объяснения ее общего устройства и принципа работы. На сборочных чертежах должны быть указаны габаритные и присоединительные размеры, а также основные рассчитанные конструктивные размеры гидромашин.

Рабочий чертеж детали выполняется с указанием всех размеров и допусков, отклонений формы и расположения, качества обработки поверхностей, необходимых для изготовления детали. Деталь гидромашин, для которой выполняется рабочий чертеж, выбирается по согласованию с консультантом.

2 ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Текст набирается шрифтом *Times New Roman*. Межстрочный интервал – 1,5. Поля: правое – 10 мм, верхнее – 20 мм, левое и нижнее – 20 мм. Разрешается использовать компьютерные возможности акцентирования внимания на определенных терминах, формулах, теоремах, применяя шрифты разной гарнитуры.

Наименования *структурных элементов* записки «Реферат», «Содержание», «Введение», «Заключение», «Список использованных источников» служат заголовками структурных элементов отчета. Каждый структурный элемент следует начинать с нового листа (страницы).

Основную часть пояснительной записки следует делить на **разделы**, подразделы и пункты. Наименование разделов должно

полностью соответствовать заданию на курсовой проект. Пункты, при необходимости, могут делиться на подпункты. Каждый раздел следует начинать с нового листа (страницы). Следует избегать ситуации, когда на странице в конце раздела располагаются до 3 строк.

Разделы, подразделы, пункты и подпункты следует нумеровать арабскими цифрами и записывать с абзацного отступа. Разделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах всего текста. Номер подраздела или пункта включает номер раздела и порядковый номер подраздела или пункта, разделенные точкой. Номер подпункта включает номер раздела, подраздела, пункта и порядковый номер подпункта, разделенные точкой. После номера раздела, подраздела, пункта и подпункта в тексте точку не ставят.

Разделы, подразделы должны иметь заголовки. Пункты, как правило, заголовков не имеют. Заголовки разделов, подразделов и пунктов следует печатать с абзаца с прописной буквы без точки в конце, не подчеркивая. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой.

Нумерация страниц – в центре нижней части листа без точки. Титульный лист включают в общую нумерацию, однако номер страницы на титульном листе не проставляют.

Иллюстрации следует располагать непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице. Допускается выполнение чертежей, графиков, диаграмм, схем посредством использования компьютерной печати. Нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1». Слово «Рисунок» и его наименование располагают посередине строки. Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Например, Рисунок 1.1. Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрису-

ночный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительных данных, например: Рисунок 1 – Детали прибора. При ссылках на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рисунком 2» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рисунком 1.2» при нумерации в пределах раздела.

Название **таблицы** должно быть точным, кратким. Его следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа в одну строку с ее номером через тире. Таблицу следует располагать непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице. При ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера.

Таблицу с большим количеством строк допускается переносить на другой лист (страницу). При переносе части таблицы на другой лист (страницу) слово «Таблица» и номер ее указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слово «Продолжение» и указывают номер таблицы, например: «Продолжение таблицы 1», с выравниванием по правой границе.

Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой.

Заголовки граф и строк таблицы следует писать в единственном числе с прописной буквы, а подзаголовки граф — со строчной, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной, если они имеют самостоятельное значение. Допускается применять шрифт в таблице меньший, чем в тексте. Разделять заголовки и подзаголовки боковика и граф диагональными линиями не допускается. Головка таблицы должна быть отделена линией от остальной части таблицы.

Уравнения и формулы следует выделять из текста в отдельную строку. Выше и ниже каждой формулы или уравнения должно быть оставлено не менее одной свободной строки. Пояснение значений символов и числовых коэффициентов

следует приводить непосредственно под формулой в той же последовательности, в которой они даны в формуле. Нумерация формулы в отчете – порядковая в пределах всего отчета, арабскими цифрами в круглых скобках в крайнем правом положении на строке. Ссылки в тексте на порядковые номера формул дают в скобках. Пример – ... в формуле (1). Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой, например (3.1). Допускается выполнение формул рукописным способом.

Ссылаться (на литературу) следует на документ в целом или его разделы и приложения. Ссылки на подразделы, пункты, таблицы и иллюстрации не допускаются, за исключением подразделов, пунктов, таблиц и иллюстраций данного документа. Ссылки на использованные источники следует приводить в квадратных скобках.

Сведения об использованных источниках (литература) нумеруются арабскими цифрами без точки и печатаются с абзацного отступа.

Допускается оформление пояснительной записки в виде рукописного текста. При этом насыщенные рисунки могут быть выполнены в виде ксерокопии (при условии четкого изображения) и представлены аппликациями в пояснительной записке в соответствии с приведенными в текущем разделе требованиями.

3 ТЕМЫ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

В качестве тем курсовых проектов предлагается разработка наиболее распространенных в различных отраслях видов гидро- или пневмомашин с учетом тенденций их совершенствования. В задании на проектирование конкретной гидро- или пневмомашинны указываются технические характеристики объекта управления. Ниже представлена примерная тематика проектов.

1. Регулируемый радиально-поршневой насос гидропривода технологического оборудования.
2. Нерегулируемый радиально-поршневой насос гидропривода технологического оборудования.
3. Радиально-поршневой насос двукратного действия.
4. Нерегулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным блоком гидропривода мобильной машины.
5. Нерегулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным диском гидропривода строительно-дорожной машины.
6. Регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным диском гидропривода станочного оборудования.
7. Регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным блоком для гидропривода станочного оборудования.
8. Регулируемый аксиально-поршневой насос гидропривода строительно-дорожной машины.
9. Пластинчатый насос двукратного действия для гидропривода технологического оборудования.
10. Нерегулируемый пластинчатый насос однократного действия для гидропривода автотранспортного средства.
11. Двухрядный пластинчатый насос для гидропривода технологического оборудования.
12. Регулируемый пластинчатый насос гидропривода станка.
13. Поршневой возвратно-поступательный насос двукратного действия.
14. Шестеренный насос с внешним зацеплением для гидропривода рабочего оборудования сельскохозяйственных машин.
15. Шестеренный насос с внешним зацеплением для гидропривода рабочего оборудования технологических машин.
16. Шестеренный насос с внутренним зацеплением.
17. Двухступенчатый шестеренный насос.
18. Двухпоточный шестеренный насос.
19. Героторная гидромашинка с гипоциклоидным зацеплением.

20. Роторная гидромашина с эпициклоидным зацеплением.
21. Высокмоментный гидромотор привода проходческого комплекса (горной машины).
22. Гидромотор привода поворотного стола технологического оборудования.
23. Пневмодвигатель рабочего оборудования стоматологического кресла.
24. Гидромотор привода ходовой части малогабаритной сельскохозяйственной (коммунальной) машины.
25. Гидромотор привода вентилятора системы охлаждения карьерного самосвала.
26. Телескопический гидроцилиндр автомобиля-самосвала.
27. Гидроцилиндр с тормозным устройством для привода рабочего оборудования станка.
28. Гидроцилиндр привода рабочего оборудования фронтального погрузчика.
29. Одноцилиндровый компрессор колесного трактора.
30. Двухцилиндровый автотракторный компрессор.
31. Многоступенчатый поршневой компрессор для пуска двигателя внутреннего сгорания.
32. Двухступенчатый поршневой компрессор.
33. Пневмоцилиндр тормозной системы грузового автомобиля.

4 ПОРЯДОК РАСЧЕТА ОБЪЕМНЫХ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИН

4.1 Определение основных параметров роторных радиально-поршневых гидромашин

Исходными данными для расчета роторных радиально-поршневых гидромашин является необходимая подача Q_{Φ} и максимальное (номинальное) давление рабочей жидкости p_{\max} . Исходя из заданной частоты вращения и принятого для

этих машин объемного КПД 0,96–0,98, определяют рабочий объем насоса:

$$V_0 = \frac{Q_\Phi}{m\eta_0}.$$

Конструктивно рабочий объем определяется числом поршней z , их диаметром d , ходом h и кратностью работы гидромашин k :

$$V_0 = 0,25\pi d^2 h z k.$$

Для определения диаметра цилиндра d и хода поршня h выбирают отношение $i = h/d$ и задают число цилиндров z . Тогда обозначив через z' число цилиндров в одном ряду, а через m – число их рядов, можно записать

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi z' m k i}}.$$

Цилиндры в радиально-поршневых гидромашинах могут располагаться в 1–3 ряда (иногда их число доходит до пяти). Рекомендуется принимать нечетное число цилиндров в одном ряду. Обычно $z' = 5; 7; 9; 11$.

В существующих конструкциях гидромашин отношение i находится в пределах 0,7–1. Меньшее значение следует выбирать для многоходовых гидромашин и близкое к единице – для одноходовых ($k = 1$).

Рассчитанный диаметр цилиндра округляют (обычно в большую сторону) до значений из ряда нормальных диаметров по ГОСТ 12447-80, а ход поршня – до целого числа (в миллиметрах). Желательно, чтобы ход поршня был выражен четным числом, тогда и эксцентриситет будет определяться

целым числом для минимального расхождения требуемого и полученного рабочего объема V_0 .

Далее определяются основные размеры цапфенного распределительного устройства. Обычно каналы выполняют с одинаковым проходным сечением. При определении диаметров каналов d_0 считают заданной допустимую скорость течения в них жидкости v :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{\pi v n}},$$

где n – число одноименных каналов.

Среднюю скорость течения жидкости в каналах v принимают: для самовсасывающих насосов – 3–4 м/с, для насосов с подпиткой – 5–6 м/с.

Внешний диаметр распределительной цапфы $D_{\text{ц}}$ выбирается из условий симметричного расположения каналов с учетом их размеров и прочности цапфы (рисунок 3):

$$D_{\text{ц}} = d_0 + d_{\text{рк}} + 2\delta,$$

где $d_{\text{рк}}$ – диаметр окружности центров каналов;
 δ – минимальная толщина цапфы (см. рис. 3).

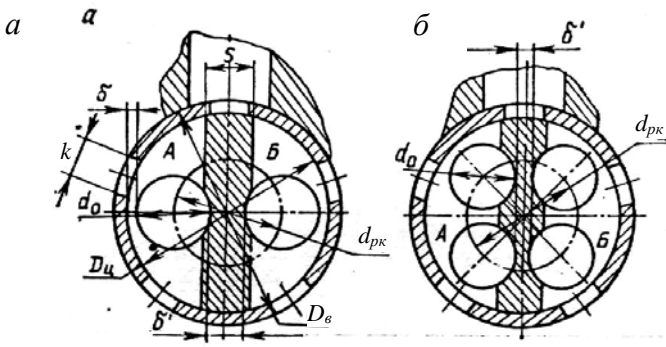


Рисунок 3 – Схема цапфенного распределителя:
 а – с двумя каналами; б – с четырьмя каналами

Для схемы на рисунке 3, а $d_{\text{рк}} = d_0 + \delta'$; для схемы на рисунке 3, б $d_{\text{рк}} = \sqrt{2}(d_0 + \delta')$ при условии, что отверстия каналов равномерно расположены по окружности диаметром $d_{\text{рк}}$. Значения δ и δ' задают исходя из допустимых габаритов и жесткости цапфы. Приблизительно $D_{\text{ц}} = (4,5...5)d$.

Цапфа проверяется по допустимой скорости скольжения (для насоса – 3 м/с, для гидромотора – 5 м/с). В случае нарушения этого условия производится перерасчет диаметра цапфы.

Ширина перемычки s выбирается такой, чтобы полости нагнетания и всасывания были постоянно разъединены, обычно $s = (0,2...0,6) + k$, мм, где $k = (0,65...0,7)d$. При перекрытиях свыше 0,6 мм работа насоса ухудшается, т. к. питательное окно цилиндра с большим упреждением закрывается и с большим опозданием открывается. Это может вызывать кавитацию или компрессию жидкости.

Толщину распределительной втулки выбирают с учетом конструктивных и технологических факторов. При этом учитывается, что минимальная толщина стенки между двумя соседними цилиндрами должна быть 5–7 мм. Диаметр распределительной втулки $D_{\text{в}}$ может быть определен по формуле

$$D_{\text{в}} = \frac{(b + d)z'}{\pi},$$

где b – минимальная толщина стенки между цилиндрами.

Приблизительно $D_{\text{в}} = 1,5D_{\text{ц}}$.

Диаметр ротора $D_{\text{р}}$ определяется с учетом длины цилиндров (рисунок 4):

$$D_{\text{р}} = D_{\text{в}} + 2l_{\text{ц}},$$

где $l_{\text{ц}}$ – длина цилиндра.

$$l_{ц} = 2e + l_1 + l_2,$$

где $2e = n$ – максимальный ход поршня;

l_1 – расстояние от распределительной втулки до поршня при его крайнем положении, $l_1 = (0,08 \dots 0,12)d$;

l_2 – минимальная величина погружения поршня в цилиндр, обеспечивающая герметичность и работу поршня без перекоса, $l_2 = (1 \dots 1,5)d$.

С учетом принятых соотношений размеров:

$$D_p = D_b + 4e + (2,2 \dots 3,5)d.$$

Длина поршня l_n подбирается такой, чтобы в конце хода нагнетания длина выступающей части его головки составляла не менее $(0,1 \dots 0,2)d$:

$$l_n = h + l_2 + (0,1 \dots 0,2)d.$$

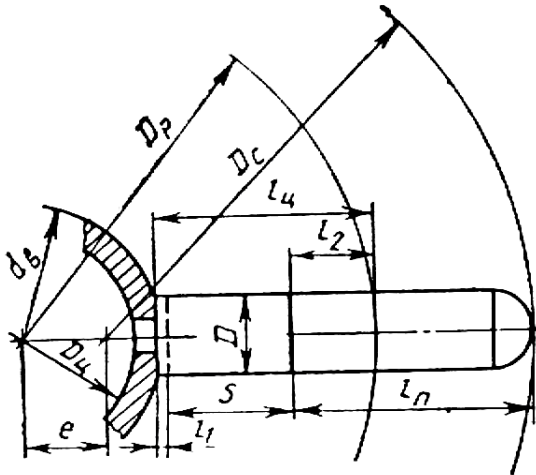


Рисунок 4 – Положение поршня в роторе (схема)

Тогда диаметр внутреннего кольца статора

$$D_c = D_p + h + (0,2...0,4)d.$$

Прочностные расчеты рассматриваемых насосов выполняются обычными, принятыми в машиностроении методами.

Следует учесть, что распределительная цапфа обычно несет на себе цилиндрический блок, воспринимая равнодействующую усилий F_{Π} реакции сил давления жидкости на нагруженные поршни, причем радиальная нагрузка на цапфу может достигать нескольких десятков кН. Поскольку зазор в сопрягаемой паре «цапфа–втулка» составляет обычно несколько сотых миллиметра, прогиб цапфы под действием этой нагрузки может привести к заеданию скользящей пары. Ввиду этого цапфа должна быть рассчитана на прогиб под действием указанной нагрузки.

4.2 Порядок проектирования и расчета основных параметров аксиально-поршневых гидромашин

Для проектирования аксиально-поршневой гидромашин необходимо знать момент M_m на валу гидромотора и частоту его вращения. Номинальное рабочее давление p задают исходя из анализа аналогов аксиально-поршневых гидромашин. Порядок расчета следующий.

1. Рабочий объем гидромотора

$$V_{\text{ом}} = 2\pi M_m / (p\eta_m),$$

где η_m – механический КПД.

2. Расход рабочей жидкости в гидромоторе

$$Q_m = V_{\text{ом}} n / \eta_o.$$

3. Необходимая подача насоса

$$Q_n = Q_m.$$

4. Задают частоту вращения вала насоса. Для насосов, работающих в гидросистемах с подпиткой, частота вращения вала может быть в 1,3–1,5 раза выше, чем для насоса без подпора жидкости на всасывании. При частотах вращения, выше общепринятых, КПД насоса будет уменьшаться.

5. Рабочий объем насоса рассчитывают по формуле

$$V_{0n} = Q_n / (n_n \eta_o)$$

и уточняют по ГОСТ 13824-80.

6. Геометрические параметры аксиально-поршневой гидромашины.

Диаметр поршня d насоса ориентировочно подсчитывают по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V_o}{\pi i z}},$$

где $i = h/d$, h – ход поршня; величину i выбирают обычно в пределах 1–2.

При выборе размеров блока цилиндров необходимо сохранить оптимальную толщину стенки между цилиндрами, равную $0,2d$ и толщину стенки между зеркалом цилиндра и наружной поверхностью цилиндрического блока, равную $0,3d$, чтобы была обеспечена жесткость цилиндрического блока. Диаметр D_6 окружности цилиндрического блока, на которой расположены оси цилиндров, и наружный диаметр D_p блока, рассчитывают по формулам

$$D_6 = (0,35 \dots 0,4) z d,$$

$$D_p = D_6 + 1,6d.$$

Используя полученное выражение для D_6 , формулу для расчета диаметра поршня можно представить в виде:

$$d = (1,4 \dots 1,5) \sqrt[3]{\frac{V_0}{z^2 \operatorname{tg} \gamma}},$$

где γ – угол наклона осей цилиндров.

Рекомендуемое число цилиндров z гидромотора: при рабочем объеме до 100 см^3 – 7; от 100 до 250 см^3 – 9; свыше 250 см^3 – 11.

7. Расчет распределителя. Торцовый распределитель аксиально-поршневых гидромашин выполняется, как правило, в виде плоского или сферического диска с двумя окнами, соединяющими блок с полостями нагнетания и всасывания. В течение одной половины оборота вала каждый цилиндр соединен со всасывающим окном, в течение другой – с нагнетательным. Для герметичного разделения окон всасывания и нагнетания ширина перемычки между окнами (рисунок 5) составляет $s = (1,1 \dots 1,2)t$, где t – длина окна в доньшке цилиндра.

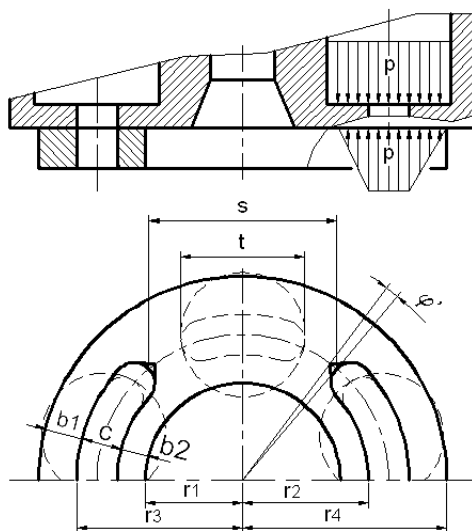


Рисунок 5 – Схема окон распределителя

В торцовых (плоских) распределителях различают углы перекрытия φ_1 и φ_2 (рисунок 6). Эти углы выбирают в основном из условия возможного устранения как чрезмерного разрежения, так и сжатия жидкости и обеспечения минимального перепада давления между полостью цилиндра и того окна распределителя, с которым цилиндр в текущий момент соединен.

При переходе из зоны всасывания в зону нагнетания жидкость предварительно сжимается на участке φ_1 , что способствует устранению «заброса» давления в момент соединения запертой полости с полостью нагнетания, снижению шума, увеличению долговечности машины. Угол перекрытия φ_1 , при котором будет достигнуто требуемое сжатие жидкости в цилиндре:

$$\varphi_1 = \arccos \left[1 - \frac{V}{ESR_{\text{д}} \sin \gamma} (p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}) \right],$$

где E – модуль упругости жидкости;

S – площадь цилиндра;

$p_{\text{вс}}$ – давление в зоне всасывания;

$p_{\text{н}}$ – давление в зоне нагнетания;

V – объем жидкости в цилиндре при $\varphi = 0$ и $p = p_{\text{вс}}$.

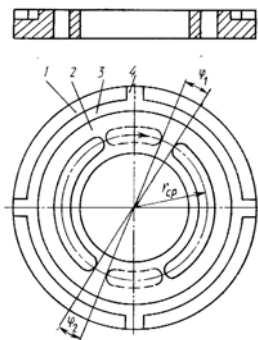


Рисунок 6 – Торцовый распределитель гидромашины

Плавное снижение давления при переходе жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания обеспечивается за счет угла перекрытия

$$\varphi_2 = \arccos \left[\frac{V'}{ESR_d \sin \gamma} (p_n - p_{вс}) - 1 \right],$$

где V' – объем жидкости в цилиндре при давлении p_n и $\varphi = 180^\circ$.

Также для обеспечения безударного перехода жидкости из полости всасывания в полость нагнетания и наоборот в распределителе выполняют дроссельные канавки (см. рисунок 5), длина которых определяется углом $\varphi' = 8 \dots 10^\circ$, ширина – 1–2 мм. Применение канавок менее эффективно, чем смещение угла нейтрали, поэтому их используют в гидромашинах двухстороннего действия.

Площадь окна цилиндра выбирают такой, чтобы скорость жидкости в нем не превышала более чем в 2,2–2,5 раза среднюю скорость поршня. Для насосов с подпиткой наибольшая скорость жидкости в окне не должна быть более 8 м/с, для самовсасывающих насосов – 3–5 м/с. В этой связи, ширина окна цилиндра, а также ширина c распределительных окон (см. рисунок 5) должна быть не менее $(0,4 \dots 0,5)d$. Рекомендуемая ширина b_1 наружного уплотнительного пояска – $0,125d$. Учитывая, что интенсивность изнашивания поясков неодинакова, ширину внутреннего пояска принимают равной $0,75–0,8$ от ширины наружного, т.е. $b_2 = (0,75 \dots 0,8)b_1$.

Уточненный расчет параметров распределителя выполняют с учетом отжимающих блок сил, действующих в стыковом зазоре.

8. Расчет усилий и моментов, прижимающих и опрокидывающих блок.

На блок цилиндров со стороны поршней направлено усилие F_{p1} , прижимающее блок к распределителю, со стороны распределителя – F_{p2} , отжимающее блок (см. эпюру давлений на рисунке 5). При вращении блока эти силы не остаются постоянными

ными, т. к. с полостью высокого давления связаны поочередно $(z + 1)/2$ или $(z - 1)/2$ поршней. Расчет усилий достаточно произвести по любому из этих вариантов. Усилие прижима определяется уравнением

$$F_{p1} = \pi d^2 / 4 p_n (z \pm 1) / 2,$$

а отжимающее усилие

$$F_{p2} = \left[\pi (r_3^2 - r_2^2) p_n + \pi (r_4^2 - r_3^2 + r_2^2 - r_1^2) p_n \right] \frac{z \pm 1}{2z},$$

где p_n – давление в зазорах между блоком и поясками, с определенной степенью точности это давление находится как средняя величина:

$$p_n = \frac{p_n + p_{вс}}{2}.$$

Для нормальной работы распределителя необходимо, чтобы соблюдалось условие $F_{p1} > F_{p2}$. Оценку распределителя производят по коэффициенту поджима, определяемому в процентах:

$$k_p = (F_{p1} - F_{p2}) / F_{p1} \cdot 100 \%.$$

Для пары сталь–бронза значение k_p составляет 10 %, иногда его доводят до 30 %. С уменьшением k_p снижается надежность работы распределителя, с его увеличением возрастает контактное давление в паре трения и уменьшается долговечность распределителя. Контактное давление определяется уравнением

$$p_k = (F_{p1} - F_{p2}) / A_k,$$

где A_k – площадь пятна контакта пары распределителя.

С целью снижения p_k площадь A_k увеличивают за счет устройства дополнительного опорного пояса 1 (см. рисунок 6), отделенного от внешнего уплотнительного пояса 2 дренажной канавкой 3, соединенной со сливным каналом 4. Однако при этом увеличиваются радиус трения (увеличивается износ) и габариты гидромашины. Для устранения указанных недостатков используется сферический распределитель (рисунок 7). Радиус сферы должен быть таким, чтобы равнодействующая F_3 от силы прижима F_1 и сил отжима F_2 проходила через точку O – радиальную опору блока. В этом случае ее радиальная составляющая F_5 воспринимается опорой, а составляющая F_4 обеспечивает прижим блока к распределителю по оси вращения по центру опорной поверхности. В результате этого предотвращается перекося блока (блок самоцентрируется) и снижается изнашивание рабочих поверхностей.

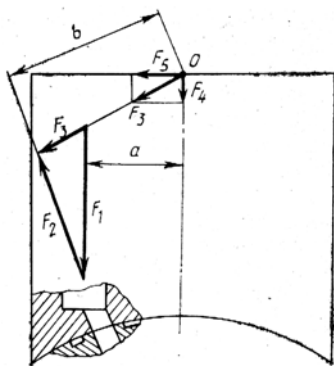


Рисунок 7 – Блок цилиндров со сферическим распределителем

При работе аксиально-поршневой гидромашины может происходить отрыв блока цилиндров от зеркала торцового распределителя под действием, прежде всего, центробежных сил $F_{ц}$. Герметичность системы нарушается, давление в гидролиниях падает до нуля, и гидропривод становится неуправляемым. В связи с этим важно правильно выбрать максимальную частоту

вращения вала гидромотора по условиям устойчивости блока цилиндров.

На рисунке 8 представлена схема сил и моментов, действующих на ротор гидромашины. Оторвать блок цилиндров от распределителя стремятся моменты: центробежных сил поршней $F_{цi}$ и боковых сил, действующих на поршни.

Момент $M_{ц}$ возникает вследствие того, что поршни находятся в блоке на различной высоте относительно его основания. Боковые силы появляются в результате отклонения осей шатунов от осей цилиндров. Удерживают блок в рабочем положении две силы: $F_{пр}$ – усилие пружины, F_p – результирующая гидравлического прижима и отжима блока.

Условие равновесия блока

$$F_{опр} \leq F_{уд},$$

где $F_{опр}$ – опрокидывающее усилие;

$F_{уд}$ – сила, удерживающая блок от опрокидывания.

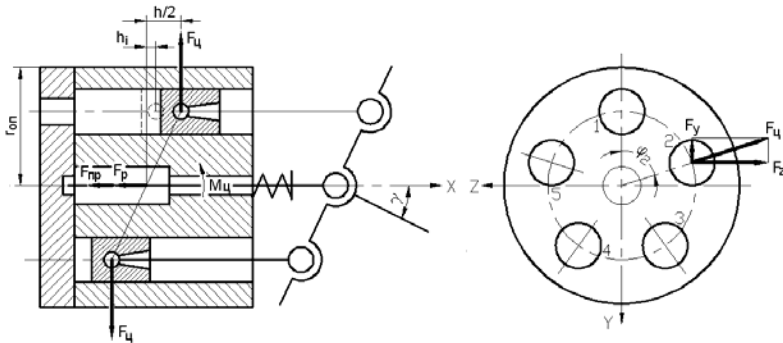


Рисунок 8 – Схема действия сил, прижимающих и опрокидывающих ротор

Пренебрегая силами трения в парах

$$F_{уд} = F_{пр} + F_p,$$

$$F_{\text{опр}} = K_6 / r_{\text{оп}},$$

где K_6 – коэффициент, учитывающий влияние момента боковых сил на суммарный опрокидывающий момент (по результатам исследований $K_6 \leq 1,12$);

$r_{\text{оп}}$ – радиус опорной поверхности распределительного диска.
Момент центробежных сил $M_{\text{ц}}$

$$M_{\text{ц}} = 0,5m\omega^2 R_6 R_{\text{д}} z \sin \gamma,$$

где m – масса поршня.

Отношение усилий $F_{\text{уд}}$ и $F_{\text{опр}}$ представляет собой коэффициент запаса устойчивости блока по усилию:

$$k_F = F_{\text{уд}} / F_{\text{опр}}.$$

Однако при рассмотрении вопроса о форсировании гидромашины по частоте вращения n ротора удобнее пользоваться коэффициентом запаса не по усилию, а по частоте вращения вала:

$$k_n = n_{\text{кр}} / n.$$

При $n = n_{\text{кр}}$ опрокидывающее усилие достигает критического значения и

$$F_{\text{опр}} = F_{\text{уд}}.$$

Критическая угловая скорость вала, при превышении которой произойдет отрыв блока от распределителя, определяется по выражению:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2(F_{\text{пр}} + F_{\text{р}})r_{\text{оп}}}{K_6 m R_6 R_{\text{д}} z \sin \gamma}}.$$

9. Расчет деталей на прочность.

Расчеты на прочность и долговечность элементов гидромашины (поршней, шатунов, валов, подшипников и т.д.) проводят по изученным методикам дисциплины «Детали машин».

4.3 Выбор основных параметров пластинчатых машин

1. Определяем наибольший эксцентриситет.

Если обозначить отношения диаметра D статора и ширины b ротора к эксцентриситету e следующим образом: $D/e = i_1$; $b/e = i_2$, получим выражение для определения рабочего объема пластинчатой машины однократного действия

$$V_0 = 2\pi i_1 i_2 e^3,$$

откуда

$$e = \sqrt[3]{\frac{V_0}{2\pi i_1 i_2}} = k \sqrt[3]{V_0},$$

где

$$k = \sqrt[3]{\frac{1}{2\pi i_1 i_2}}.$$

Рекомендуется выбирать значение k из следующего ряда (таблица 1).

Таблица 1 – Рекомендуемые значения k

k	0,1	0,08	0,06
$V_0, \text{см}^3$	≤ 200	200–500	> 500

2. Определяем диаметр статора.

Если обозначить $b/D = k_1$, выражение для определения V_0 примет вид:

$$V_0 = 2\pi k_1 D^2 e,$$

откуда диаметр статора

$$D = \sqrt{\frac{V_0}{2\pi k_1 e}}.$$

Коэффициент k_1 выбирается из диапазона $k_1 = 0,2 \dots 0,55$.

3. Определяем диаметр ротора.

$$D_p = D - 2e.$$

4. Определяем ширину ротора.

$$b = k_1 D.$$

Наиболее распространенные машины имеют $b = 10 \dots 40$ мм.

5. Определяем радиальную длину пластины.

$$h = 2e = 0,4l.$$

6. Выбираем число пластин $z = 7 \dots 15$ (чем больше V_0 , тем больше z) и их толщина s . Для оптимального поджима пластин к статору и удовлетворительной прочности, толщина s пластин должна быть близка к 2 мм.

7. Уточняем рабочий объем V_0 машины с учетом выбранных параметров e , z , s , b , D .

При выборе параметров пластинчатой машины *двукратно-го действия* учитывают следующие рекомендации:

– При выборе разности определяющих величину рабочей высоты пластин радиусов R_1 и R_2 профильных участков статора между окнами, $h = R_1 - R_2$, исходят из того, что увеличение высоты приводит к повышению изгибающего пластины момента от давления жидкости, заземляющего пластину в пазу ротора, а уменьшение высоты пластин – к понижению подачи и объемного КПД насоса. Для большинства насосов $R_1 - R_2 = 2...10$ мм.

– Для устранения возможности отрыва пластин от статора при копировании его профиля отношение радиусов профиля статора R_1/R_2 для числа пластин 8, 12 и 16 не должно превышать соответственно 1,15; 1,27 и 1,34.

– Для улучшения динамических качеств насоса и повышения равномерности подачи рабочей жидкости статор в местах расположения окон должен выполняться так, чтобы обеспечить постоянную скорость пластин в пазах ротора. Обычно эти участки выполняются по архимедовой спирали в полярных координатах:

$$\rho = R_2 + k\varphi,$$

где ρ – текущая кривизна профиля;

φ – угол поворота;

$$k = (R_1 - R_2)/\varepsilon.$$

– При выборе зазора между поверхностью статора, описанной малым радиусом R_2 , и поверхностью ротора, описанной радиусом r , следует иметь в виду, что увеличение этого зазора расширяет вредное пространство насоса и ухудшает его всасывающие качества, значит этот зазор должен быть возможно малым (0,1–0,2 мм).

– Для улучшения питания насоса жидкость обычно подводят через расположенные в боковых дисках друг против друга окна, которые сообщаются между собой каналами в корпусе. Средняя скорость течения жидкости во всасывающих каналах не более 2 м/с, а в окнах нагнетания $\leq 2,5 \dots 3,0$ м/с.

4.4 Выбор геометрических параметров шестеренного насоса

Для предварительного выбора модуля зацепления m при окружной скорости шестерни $u = 10 \dots 20$ м/с и отношения b/m (b – ширина шестерни) в пределах 6–10 часто пользуются выражением

$$m = (0,3 \dots 0,5) \sqrt{Q_T}, \text{ мм,}$$

где Q_T – расчетная подача, л/мин.

Для уменьшения габаритов насоса число зубьев желательно выбирать при всех прочих равных условиях возможно малым, а модуль – большим. Однако при уменьшении количества зубьев уменьшается их прочность из-за подрезания ножек, а также увеличивается неравномерность подачи. Для устранения подрезания ножек зубьев производят коррегирование зацепления.

С целью уменьшения «мертвого» объема выбирают такое соотношение размеров головки и ножки зуба, при котором остаточный объем (объем зазора между внешней поверхностью зуба и внутренней поверхностью впадины), или объем жидкости, переносимый из полости нагнетания в полость всасывания, был бы минимальный. Для этого радиальный зазор между вершиной одной шестерни и доньшком впадины уменьшают во многих случаях до 0,05 модуля.

Ширина шестерни (длина зуба) b обычно не превышает десяти модулей (распространено $b = (4 \dots 6)m$). Практикой установлено, что отношение ширины b шестерни к диаметру ее

начальной окружности d_n в насосах высоких давлений с подшипниками качения составляет $\frac{b}{d_n} = 0,5 \dots 0,6$ и для насосов с подшипниками скольжения $\frac{b}{d_n} = 0,4 \dots 0,5$. При меньших значениях этого отношения объемный КПД насоса понижается, а при больших затрудняется герметизация места контакта сцепляющихся зубьев.

Поскольку ошибки изготовления по ширине зуба могут вызвать значительные утечки жидкости и снижение объемного КПД за счет межзубовых перетечек, целесообразно применять (в особенности при высоких требованиях к герметичности) шестерни небольшой ширины (в некоторых миниатюрных насосах доводится до 1,5...5 мм). При таких шестернях деформации в зоне контакта зубьев, обусловленные высокими удельными нагрузками, способствуют обеспечению герметичности по линии зацепления зубьев.

4.5 Общие вопросы расчета и конструирования поршневого компрессора

Основной задачей в процессе расчета и конструирования компрессора является обеспечение его технико-экономических показателей, соответствующих современному техническому уровню. Рассмотрим основные из них.

Технические параметры характеризуют величину расхода и род сжимаемого компрессором газа, его начальное и конечное состояние, режим работы, особенности охлаждающей среды (вода, воздух и т.д.) и смазки. При этом в качестве основных параметров выделяют подачу воздуха Q_d , конечное давление p_n , число ступеней z , частоту вращения коленчатого вала n , температуру газа по ступеням и расход охлаждающей среды.

Конструктивные параметры дают представление о размерах отдельных узлов и деталей, а также компрессора в целом.

Основными для поршневого компрессора являются диаметры цилиндров D , ход поршня H , длина шатуна l , которые определяют его габаритные размеры и металлоемкость. Для оценки степени совершенства компрессора по затратам материалов и необходимой площади для его монтажа применяют такие критерии, как удельная металлоемкость \bar{M} и удельная площадь \bar{F} .

Удельная металлоемкость представляет собой отношение массы компрессора M к его подаче Q_d , а удельная площадь – отношение площади, определенной по габаритным размерам компрессора в плане, к подаче:

$$\bar{M} = M/Q_d; \quad \bar{F} = F/Q_d.$$

Пользоваться этими показателями можно только при сравнении компрессоров, сжимающих родственные по составу газы и имеющих примерно одинаковые производительность и конечное давление.

Конструктивные параметры компрессора связаны с его подачей соотношением

$$Q_d = \lambda_n F_n h n,$$

где F_n – площадь поршня;

n – частота вращения коленчатого вала;

λ_n – коэффициент подачи.

Следовательно, основным путем снижения массогабаритных показателей компрессора следует считать увеличение частоты вращения вала с одновременным повышением средней скорости поршня. Однако чрезмерное увеличение частоты вращения и средней скорости поршня отрицательно влияет на экономичность, надежность и долговечность компрессора.

Проектируемые и выпускаемые промышленностью поршневые компрессоры можно условно разделить на следующие группы:

- низкооборотные (с частотой вращения коленчатого вала $n = 3...10 \text{ с}^{-1}$ и средней скоростью поршня $v_{cp} = 2,5...4,5 \text{ м/с}$);
- среднеоборотные ($n = 10...20 \text{ с}^{-1}$ и $v_{cp} = 3...5 \text{ м/с}$);
- высокооборотные ($n = 20...50 \text{ с}^{-1}$ и $v_{cp} = 3,5...6 \text{ м/с}$).

При $n = \text{const}$ заданная подача обеспечивается путем выбора соотношения хода поршня и диаметра цилиндра первой ступени в соответствии с уравнением:

$$Q_d = \lambda_H h n \pi D_1^2 / 4 = \lambda_H n \pi D_1^3 \psi_1 / 4,$$

где $\psi_1 = h/D_1$ – конструктивный коэффициент.

При прочих условиях увеличение ψ_1 приводит к уменьшению диаметра цилиндра первой ступени, при этом снижаются поршневые усилия от действия сжимаемых газов, металлоемкость и один из габаритных размеров компрессора. Однако, наряду с этими позитивными факторами, следует отметить и сопутствующие недостатки – снижение площадей для размещения газораспределительных органов и увеличение средней скорости поршня, что отрицательно сказывается на экономичности и надежности работы компрессора. Поэтому в зависимости от назначения компрессора, условий и режима его эксплуатации идут по пути увеличения ψ_1 , если требуется компактная установка с малой металлоемкостью, и снижения ψ_1 , если на первом плане стоят требования создания экономичной установки.

Для каждого типа компрессоров диапазон параметра ψ_1 находится примерно в следующих пределах:

- низкооборотные ($\psi_1 = 0,6...1,2$);
- среднеоборотные ($\psi_1 = 0,4...0,8$);
- высокооборотные ($\psi_1 = 0,25...0,6$).

Энергетические показатели. В качестве основного энергетического показателя служит мощность на валу компрессора N_d . В

соответствии с ней подбирается марка и тип двигателя, его исполнение, мощность, КПД, частота вращения вала.

Экономические показатели. Основным экономическим показателем, характеризующим совершенство конструкции и рабочего процесса компрессора, является КПД. При постановке компрессоров на серийное производство и в условиях эксплуатации экономичность конструкции чаще всего оценивают по величине удельной мощности \bar{N} , под которой следует понимать отношение мощности на валу компрессора к его подаче:

$$\bar{N} = N_{\text{д}}/Q_{\text{д}}.$$

Величиной \bar{N} можно пользоваться при сравнении компрессоров с примерно одинаковыми подачами, начальным и конечным давлением, сжимающих одинаковый по составу газ.

Эксплуатационные показатели. К ним относятся показатели надежности и долговечности, удобство монтажа, ремонта, обслуживания и др. Показатели надежности характеризуют способность спроектированного компрессора выполнять свои технологические функции в течение заданного промежутка времени без вынужденных остановок.

4.6 Расчет поршневых гидроцилиндров

Расчет выполняется в следующей последовательности:

1. Задаем расчетную величину внешней нагрузки F_{max} , приведенной к штоку и действующей вдоль его оси.

2. В соответствии с рекомендациями принимаем значения коэффициента запаса $K_{\text{зап}}$ по усилию (рекомендуется $K_{\text{зап}} \leq 1,2$), гидромеханического КПД $\eta_{\text{гм}}$ гидроцилиндра ($\eta_{\text{гм}} = 0,85 \dots 0,95$), коэффициента асимметрии $\chi = d_{\text{ш}}/D$, где $d_{\text{ш}}$ – диаметр штока, D – диаметр поршня.

Рекомендуется $\chi = 0,4 \dots 0,6$ (если рабочий ход осуществляется при подаче в бесштоковую полость, $\chi = 0$).

3. Задаем величину номинального давления p в соответствии с рекомендациями ГОСТ 6540 (ГОСТ 12445).

Номинальное давление выбираем на основании статистических данных, полученных при эксплуатации гидроприводов, аналогичных проектируемому. Существуют рекомендации назначать давление в зависимости от F_{\max} : для $F_{\max} = 10 \dots 20$ кН – до 1,6 МПа; для $F_{\max} = 20 \dots 30$ кН – до 3,2 МПа; для $F_{\max} = 30 \dots 50$ кН – до 6,3 МПа; для $F_{\max} = 50 \dots 100$ кН – до 10 МПа.

4. Рассчитываем диаметр поршня D и округляем до ближайшего значения в соответствии с ГОСТ 6540 (ГОСТ 12447):

$$D = \sqrt{\frac{4K_{\text{зап}} F_{\max}}{\pi p \eta_{\text{ГМ}} (1 - \chi^2)}}.$$

5. По коэффициенту асимметрии рассчитываем диаметр штока $d_{\text{ш}}$ и округляем по ГОСТ 12447.

6. В соответствии с компоновочной схемой и функциональным назначением гидропривода задаем ход штока H с учетом рекомендаций ГОСТ 12447.

Максимальный ход штока H_{\max} для предупреждения потери продольной устойчивости цилиндра ограничивается отношением $H_{\max}/D < 15$.

7. Определяем толщину δ стенки гильзы, выбрав материал.

Корпус (гильза) может быть тонкостенным и толстостенным: если $D/\delta > 3,2$, цилиндр считается толстостенным, если $D/\delta > 16$ – тонкостенным. Используют также следующий критерий: если $D_{\text{н}}/D \geq 1,2$ – толстостенный, если $D_{\text{н}}/D < 1,2$ – тонкостенный.

На основании теории пластических деформаций

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left(e^{\frac{\sqrt{3} p_y}{2 [\sigma]}} - 1 \right),$$

где p_y – условное давление (принимают $p_y = (1,2 \dots 1,3)p$);

$[\sigma]$ – допустимое напряжение при растяжении.

Для пластичных материалов

$$[\sigma] = \sigma_T / n,$$

где σ_T – предел текучести материала;

n – коэффициент запаса (рекомендуется $n = 3$).

Для хрупких материалов вместо σ_T используют предел прочности при растяжении (временное сопротивление) σ_B .

Для расчета толщины стенки однослойного толстостенного цилиндра применяют также следующую зависимость:

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p_y(1 - 2\mu)}{[\sigma] - p_y(1 + \mu)}} - 1 \right),$$

где μ – коэффициент Пуассона (коэффициент поперечной деформации).

Для стали $\mu = 0,29$; для чугуна $\mu = 0$; для алюминиевых сплавов $\mu = 0,26 \dots 0,33$; для латуни $\mu = 0,35$.

Расчет тонкостенных оболочек проводят по безмоментной теории:

$$\delta = \frac{p_y D}{2[\sigma]}.$$

Допустимые напряжения задают исходя из свойств материалов и термообработки. Ориентировочные допустимые напряжения на растяжение: для чугуна 25 МПа; для высокопроч-

ного чугуна 40 МПа; для стали 60...80 МПа; для стального литья 80...100 МПа; для легированной стали 150...180 МПа.

8. Определяем толщину крышки (доньшка) $\delta_{кр}$.

Для плоской крышки

$$\delta_{кр} \geq (0,405...0,433)D \sqrt{\frac{p_y}{[\sigma]}}$$

для сферической крышки

$$\delta_{кр} \geq \frac{p_y D}{4[\sigma]}.$$

На основе минимальных расчетных значений принимаем конструктивные размеры.

9. Проверяем необходимость расчета штока на устойчивость.

Если длина выдвинутого штока $l_{ш} > 10d_{ш}$, расчет необходим.

10. Выполняем прочностной расчет штока на сжатие–растяжение и, при необходимости, на устойчивость.

Условие устойчивости:

$$F_{max} \leq F_{кр} / K_{зу},$$

где F_{max} – максимально допустимое усилие на штоке;

$K_{зу}$ – коэффициент запаса устойчивости (2,5...3,5).

Критическая сила, вырывающая нарушение устойчивости штока:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{ш}}{(\mu_{ш} l_{ш})^2},$$

где E – модуль упругости материала (для сталей $2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для стального литья – $1,75 \cdot 10^{11}$ Па; для чугуна – $0,8...1,5 \cdot 10^{11}$ Па);

$J_{ш}$ – осевой момент инерции сечения штока;

$\mu_{\text{ш}}$ – коэффициент приведения длины.

Если оба конца цилиндра закреплены шарнирно, то $\mu_{\text{ш}} = 1$, если оба имеют жесткую (моментную) заделку, то $\mu_{\text{ш}} = 2$. Так как коэффициент приведения длины меняется в широких пределах, при сомнении в правильности определения вида заделки необходимо брать более низкое значение $\mu_{\text{ш}}$.

Для полого штока с внутренним диаметром $d_{\text{шв}}$ (в сплошном $d_{\text{шв}} = 0$)

$$J_{\text{ш}} = \pi(d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{шв}}^4) / 64.$$

Максимальное допустимое усилие на штоке

$$F_{\text{max}} = 0,25\pi D^2 p_{\text{max}},$$

где p_{max} – максимальное давление в системе.

Если $l_{\text{ш}} / d_{\text{ш}} < 10$, шток с площадью поперечного сечения $S_{\text{шт}}$ рассчитывают только на сжатие $\sigma = F_{\text{max}} / S_{\text{шт}} < [\sigma]$.

При подаче жидкости в штоковую полость шток рассчитывается на растяжение $\sigma = F_{\text{max}} / S_{\text{шт}} < [\sigma]$, причем

$$F_{\text{max}} = 0,25\pi(D^2 - d_{\text{ш}}^2)p_{\text{max}}.$$

Запас прочности $n_{\text{зап}} = \sigma_{\text{Т}} / \sigma$ ($n_{\text{зап}} = \sigma_{\text{В}} / \sigma$ – для хрупких материалов).

11. Рассчитываем размеры присоединительных каналов гидrocиллиндра:

$$d_{\text{к}} \approx 0,1D.$$

12. Рассчитываем фактическое развиваемое усилие с учетом принятых конструктивных размеров ($d_{\text{ш}} = 0$ при подаче жидкости в штоковую полость).

$$F = 0,25\pi(D^2 - d_{\text{ш}}^2)p_{\text{max}}\eta_{\text{ГМ}}.$$

13. Величину заделки штока рекомендуется принимать равной диаметру поршня D , а величину образующей поршня – порадка $0,8D$ (в зависимости от уплотнений).

14. Расход рабочей жидкости для привода цилиндра

$$Q_{\text{ц}} = \frac{S_{\text{п}} H_{\text{max}}}{t_{\text{п}} \eta_0},$$

где η_0 – объемный КПД гидроцилиндра (0,9...0,95);

$t_{\text{п}}$ – время выполнения операции;

$S_{\text{п}}$ – активная площадь поршня.

15. Условный проход трубопроводов (округляем в сторону большего значения в соответствии с рядом по ГОСТ 8734 или ГОСТ 16516)

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q_{\text{н}}}{\pi v_{\text{доп}}}},$$

где $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость жидкости (таблица 2).

Таблица 2 – Допустимые (рекомендуемые) скорости жидкости

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

4.7 Расчет телескопических гидроцилиндров

Нагрузки на телескопический гидроцилиндр в процессе подъема грузовой платформы определяют с использованием кинематической схемы опрокидывающего устройства (рисунок 9). При этом можно оценить максимальный ход гидроцилиндра, необходимый для поворота платформы на заданный угол, а также диаметры и ход отдельных ступеней с целью обеспечения оптимального использования давления в системе, меняющегося в процессе выдвигания ступеней.

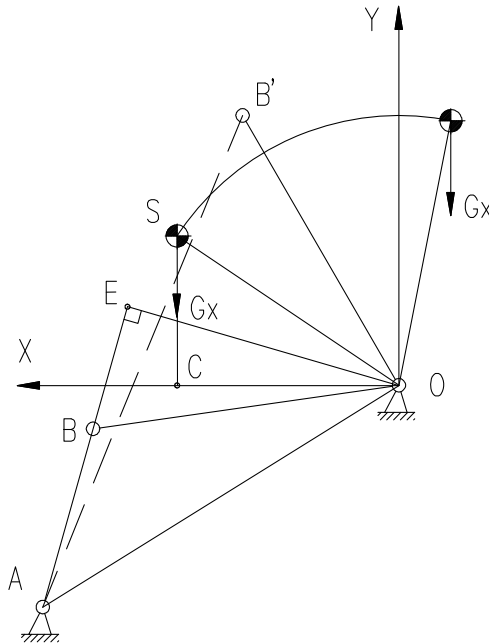


Рисунок 9 – Расчетная схема опрокидывающего механизма

Обычно принимается условие подъема кузова с равномерно распределенным нессыпавшимся грузом (например, при налипании груза на платформу). В этом случае гидросистема оказывается наиболее нагруженной.

Для кинематической схемы, представленной на рисунке 9, в зависимости от углового перемещения φ платформы получены формулы для расчета линейного перемещения поршня

$$z = \sqrt{|BO|^2 + |AO|^2 - 2|BO||AO|\cos((AOB)_0 + \varphi)} - L_0,$$

$$(AOB)_0 = \arccos \frac{|BO|^2 - (L_0)^2 + |AO|^2}{2|BO||AO|},$$

усилия гидроцилиндра

$$F_{\text{ц}} = \frac{G \sqrt{X_{\text{цм}}^2 + Y_{\text{цм}}^2} \cos \left(\varphi + \arctg \left(\frac{Y_{\text{цм}}}{X_{\text{цм}}} \right) \right)}{|AO| \sqrt{1 - \left(\frac{|AO|^2 + (L_0 + z)^2 - |BO|^2}{2 \times (L_0 + z) \times |AO|} \right)^2}}$$

и минимально необходимой (теоретической) площади F_z поршня для преодоления нагрузки при максимальном давлении p_{max}

$$F_z = \frac{G \sqrt{X_{\text{цм}}^2 + Y_{\text{цм}}^2} \cos \left(+ \arctg \left(\frac{Y_{\text{цм}}}{X_{\text{цм}}} \right) \right)}{k p_{\text{max}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{ом}} |AO| \sqrt{1 - \left(\frac{|AO|^2 + (L_0 + z)^2 - |BO|^2}{2(L_0 + z)|AO|} \right)^2}},$$

где G – вес платформы с грузом;

$X_{\text{цм}}, Y_{\text{цм}}$ – начальные координаты центра масс платформы с грузом по отношению к оси шарнира поворота платформы;

L_0 – расстояние между шарнирами цилиндра в начальном положении;

$|AO|$ – расстояние между осями поворота грузовой платформы и нижнего шарнира крепления гидроцилиндра;

$|BO|$ – расстояние между осью поворота платформы и осью верхнего шарнира крепления гидроцилиндра;

p_{max} – максимальное давление в системе;

$\eta_{\text{ц}}, \eta_{\text{ом}}$ – КПД гидроцилиндра и механизма разгрузки;

k – количество гидроцилиндров.

Рекомендуется разработать несложную программу для расчетов по приведенным формулам. Первоначально рассчитываются зависимости хода поршня z от углового перемещения φ

платформы (рисунок 10, а), нагрузка на гидроцилиндр (рисунок 10, в) от момента сил тяжести и минимально необходимый диаметр гидроцилиндра для преодоления этой нагрузки при максимальном давлении в каждом из положений платформы. Из опыта эксплуатации для обеспечения ссыпания различных пород угол наклона платформы относительно горизонтальной плоскости должен находиться в пределах $\varphi = 45 \dots 75^\circ$.

По результатам расчета можно оценить максимальный ход поршня до запрокидывания платформы (цилиндр начинает раздвигаться под действием сил тяжести, что сопровождается разрежением, расчетное усилие принимает отрицательное значение). Иногда допускают значения максимального хода, несколько превышающие расстояние до точки запрокидывания. Необходимо принять решение о конструктивном значении этого параметра, задать количество ступеней гидроцилиндра и ход поршня для каждой ступени.

Далее рассчитываются площадь и диаметр поршня для различных ступеней. Значение выбирается максимальным из рассчитанных на протяжении выдвижения соответствующей секции гидроцилиндра (рисунок 10, б). Необходимо задать конструктивные размеры на основании рекомендуемых по результатам расчета. Следует обратить внимание, что гильзы и штоки телескопических цилиндров изготавливают из проката (труб) нормированного диаметра, в связи с чем диаметры поршней каждой из ступеней должны быть проанализированы с точки зрения соответствия сортаменту выпускаемых труб. На следующей стадии выполняется перерасчет статического давления в гидроцилиндре $p_{\text{цил}}$ в зависимости от положения поршня для заданной нагрузки и выбранных размеров гидроцилиндра (рисунок 10, в):

$$p_{\text{цил}} = F_{\text{ц}} / (F_{\text{пз}} k),$$

причем

$$F_{\text{пз}} = F_i, \text{ если } H_{i-1} < z \leq H_i,$$

где F_i – площадь поршня i -й ступени гидроцилиндра;
 H_i – предельное перемещение поршня на i -й ступени.

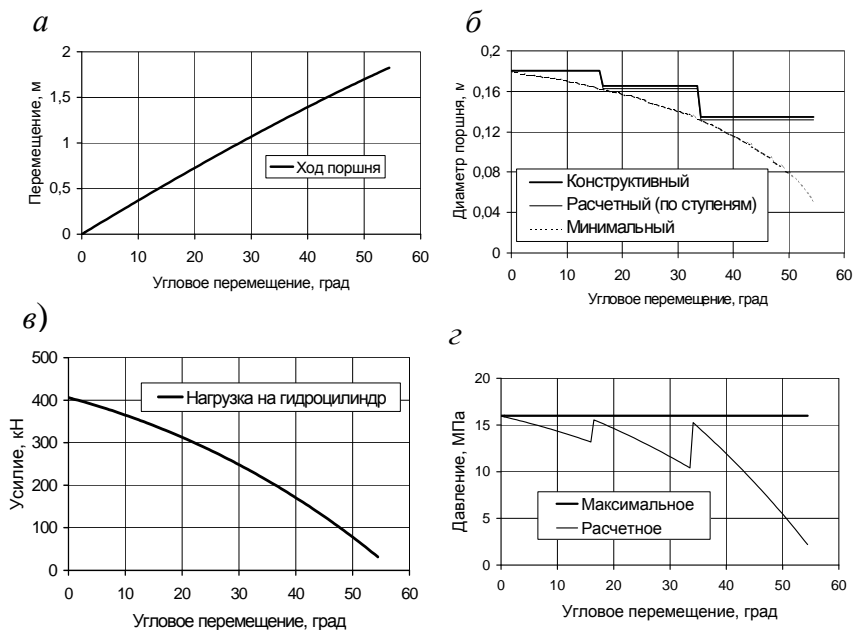


Рисунок 10 – Результаты расчета:

a – необходимый ход поршня в зависимости от положения платформы;
б – минимально необходимый и расчетные диаметры поршней; *в* – нагрузка на шток гидроцилиндра; *з* – давление в цилиндре в сравнении с заданным максимальным

Прочностной расчет деталей телескопического гидроцилиндра.

Толщину стенки δ труб телескопического гидроцилиндра можно рассчитать по формулам для поршневых цилиндров.

Деформация стенки трубы от действия внутреннего давления

$$\Delta D_B = \frac{p D_B^2}{2 E \delta} (1 - 0,5 \mu),$$

где E – модуль упругости материала;

μ – коэффициент Пуассона.

Для предотвращения заклинивания цилиндров при работе необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$(d_2 + \Delta d_2) - (d_1 + \Delta d_1) > 0,$$

где d_1, d_2 – диаметры сопрягаемых деталей (штоков, или шток–направляющая);

$\Delta d_1, \Delta d_2$ – деформация данных деталей.

Толщина крышки гидроцилиндра

$$\delta \geq 0,1D \sqrt{\frac{0,3p}{[\sigma]} + c},$$

где D – уплотняемый диаметр;

c – прибавка к толщине стенки на коррозию.

Для определения требуемого диаметра d пальца консольной опоры необходимо проводить расчет с учетом нормальных напряжений изгиба σ_{\max} и касательных напряжений τ_{\max} . Принимают больший из диаметров, полученных из условий прочности по нормальным и касательным напряжениям.

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{Fl}{0,1[\sigma]}}; \quad d \geq \sqrt{\frac{16F}{3\pi[\tau]}}$$

где F – усилие, развиваемое гидроцилиндром;

l – расстояние от линии действия нагрузки до опасного сечения;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение при изгибе;

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение;

$$[\sigma] = \sigma_T / n,$$

где σ_T – предел текучести для соответствующего материала;

n – коэффициент запаса ($n = 1,5 \dots 2$); $[\tau] = 0,6\sigma_T / n$.

Расчет *опор* гидроцилиндров, имеющих *двухопорную конструкцию* (рисунок 11), проводят по напряжениям среза $\tau_{\text{ср}}$ и напряжениям смятия $\sigma_{\text{см}}$:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau_{\text{ср}}]; \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{F}{dh} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где d – диаметр пальца;

$i = 2$ – число плоскостей среза;

h – ширина опорной поверхности подшипника гидроцилиндра.

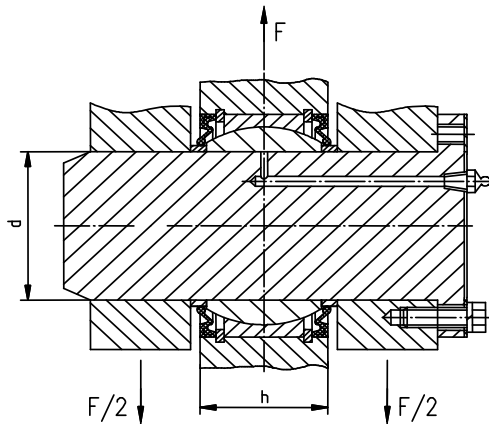


Рисунок 11 – Схема опоры

Напряжения в проушине определяются по формуле Ляме

$$\sigma = q \frac{r^2 + r_1^2}{r^2 - r_1^2},$$

где $q = N / (d_n b)$ – удельное давление в проушине;

N – наибольшая растягивающая нагрузка (принимают усилие, возникающее в элементах гидроцилиндра при запрокидывании платформы при разгрузке $N = 0,4 \dots 0,5F$);

d_n – наружный диаметр проушины;

b – толщина проушины;

r, r_1 – наружный и внутренний радиусы проушины соответственно.

В конструкции гидроцилиндров наиболее часто используются *ограничительные элементы*, схемы которых приведены на рисунке 12.

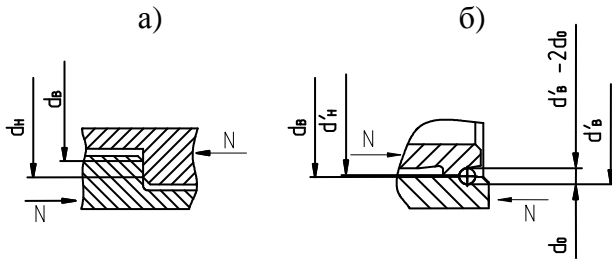


Рисунок 12 – Схемы ограничительных элементов

Напряжения смятия в ограничительном буртике (рисунок 12, а)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4N}{\pi(d_n^2 - d_b^2)} \leq [\sigma],$$

где N – максимальная нагрузка;

d_n – наружный диаметр упорного буртика с учетом допусков и фасок;

d_b – внутренний диаметр упорного буртика сопрягаемой трубы с учетом допуска и фаски.

Для круглых пружинных стопорных колец диаметром d_0 (рисунок 12, б)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4N}{\pi(d_n'^2 - (d_b' - 2d_0)^2)} \leq [\sigma],$$

где d'_H – наружный диаметр цилиндра в месте упора в стопорное кольцо;

d'_B – максимальный диаметр канавки для установки стопорного кольца.

Расчет резьбовых соединений

Диаметр болта с предварительной затяжкой

$$d = 1,3 \sqrt{\frac{[k(1-\chi) + \chi] \cdot F}{[\sigma_p]m}},$$

где 1,3 – повышающий коэффициент;

k – коэффициент затяжки болта ($k = 1,25 \dots 2$ – при постоянной внешней нагрузке; $k = 2 \dots 4$ – при переменной внешней нагрузке);

χ – коэффициент внешней нагрузки ($\chi = 0,2 \dots 0,3$ – при отсутствии упругих прокладок; $\chi = 0,7 \dots 0,8$ – при использовании упругих прокладок);

m – количество болтов;

$[\sigma_p] = \sigma_T / n$ – допускаемое напряжение на растяжение болта;

n – коэффициент запаса (2...5).

При проектировании *специальных резьбовых соединений* (гайка крепления поршня, гайка крепления втулок гидроцилиндра) расчет проводится по напряжениям изгиба, среза и смятия от действия расчетной нагрузки F_0 . Для метрической резьбы напряжение проверяется по формулам:

$$\sigma = \frac{0,9F_0}{Sz d_1} \leq [\sigma_{из}]; \quad \sigma_{см} = \frac{0,44F_0}{Sz d_1} \leq [\sigma_{см}]; \quad \tau_{ср} = \frac{0,37F_0}{Sz d_1} \leq [\tau_{ср}],$$

где S – шаг резьбы;

z – количество витков резьбы у гайки;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

$[\tau_{ср}] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$;

$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$.

Л и т е р а т у р а

1. Автомобили. Машины большой единичной мощности: учебное пособие / М.С. Высоцкий [и др.]; под ред. М.С. Высоцкого, А.И. Гришкевича. – Минск: Вышэйшая школа, 1988. – 160 с.

2. Автомобили. Специализированный подвижной состав: учебное пособие / М.С. Высоцкий [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича, М.С. Высоцкого. – Минск: Вышэйшая школа, 1989. – 240 с.

3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. – М.: Машиностроение, 1980.

4. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат: учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / Б.М. Бим-Бид, М.Г. Кабанов, В.Н. Прокофьев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 136 с.

5. Башта, Т.М. Гидропривод и гидроавтоматика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

6. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.

7. Бирюков, В.И. Роторно-поршневые гидравлические машины / В.И. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1972. – 158 с.

8. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983.- 301 с.

9. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.

10. Гидравлическое оборудование. / под общ. ред. А.Я. Осененко. – М.: ВНИИТЕМР, 1991.– Ч.1. Отраслевой каталог.–196 с.

11. Богдан, Н.В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Теория, конструирование и расчет авто-тракторного компрессора: пособие / Н.В. Богдан. – Минск: БГПА, 2001. – 110 с.

12. Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи /

А.Ф. Андреев [и др.]; под ред. В.В. Гуськова. – Минск: Высшая школа, 1987. – 310 с.

13. Городецкий, К.И. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода / К.И. Городецкий, Л.Н. Крумбольдт, Н.А. Щельцын; под ред. В.М. Шарипова. – М.: МАМИ, 1994 – 139 с.

14. Гузенков, П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков.– М.: Высшая школа, 1982.

15. Докукин, А.Н. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия / А.Н. Докукин, Л.С. Фейфец, А.Я. Рогов. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.

16. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: учебное пособие для машиностроительных вузов / под ред. Б.Б. Некрасова. – М.: Высшая школа, 1989. – 192 с.

17. Зайченко, И.З. Пластинчатые насосы и гидромоторы / И.З. Зайченко, Л.М. Мышлевский. – М.: Машиностроение, 1970. – 229 с.

18. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин / П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 320 с.

19. Козырев, Ю.Г. Промышленные роботы: справочник / Ю.Г. Козырев. – М.: Машиностроение, 1988. – 392 с.

20. Марутов, В.А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет / В.А. Марутов, С.А. Павловский. – М.: Машиностроение, 1966. – 170 с.

21. Марутов, В.А. Расчет и конструирование линейных гидродвигателей (гидроцилиндров) промышленного оборудования автоматизированного производства / В.А. Марутов.– Киев: Вища школа, 1991.

22. Машиностроительный гидропривод / под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 498 с.

23. Объемные гидромеханические передачи. Расчет и конструирование / под общ. ред. Е.С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.

24. Орлов, Ю.М. Авиационные объемные гидромашины с золотниковым распределением / Ю.М. Орлов. – Пермь: ПГТУ, 1993

25. Петров, В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.

26. Пневматические устройства и системы в машиностроении справочник / под ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.

27. Пономаренко, Ю.Ф. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин / Ю.Ф. Пономаренко. – М.: Недра, 1972. – 376 с.

28. Поршневые компрессоры: учебное пособие для вузов / под общ. ред. В.С. Фотина. – Л.: Машиностроение 1987. – 372 с.

29. Рыбкин, Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков / Е.А. Рыбкин, А.А. Усов. – М.: Машгиз, 1960.

30. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.

31. Сопротивление материалов / под ред. А.Ф. Смирнова. – Москва: Высшая школа, 1968. – 595 с.

32. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер [и др.]; под общ. ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 382 с.

33. Френкель, М.И. Поршневые компрессоры / М.И. Френкель. – Л.: Машиностроение, 1969. – 740 с.

34. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Е.М. Юдин. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

О г л а в л е н и е

В в е д е н и е	3
1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ. . .	4
1.1 Структура и содержание пояснительной записки . .	4
1.2 Перечень графического материала.	9
2 ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.	10
3 ТЕМЫ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ.	13
4 ПОРЯДОК РАСЧЕТА ОБЪЕМНЫХ ГИДРО- И ПНЕВ- МОМАШИН.	15
4.1 Определение основных параметров роторных ради- ально-поршневых гидромашин.	15
4.2 Порядок проектирования и расчета основных па- раметров аксиально-поршневых гидромашин.	20
4.3 Выбор основных параметров пластинчатых машин.	29
4.4 Выбор геометрических параметров шестеренного насоса.	29
4.5 Общие вопросы расчета и конструирования порш- невого компрессора	32
4.6 Расчет поршневых гидроцилиндров.	36
4.7 Расчет телескопических гидроцилиндров	41
Л и т е р а т у р а	50

Учебное издание

САФОНОВ Андрей Иванович
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»

Редактор Е.О. Коржуева
Компьютерная верстка С.В. Бондаренко

Подписано в печать 29.01.2010.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 2,41. Тираж 100. Заказ 1160.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск