

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы по дисциплине
«Гидро- и пневмопривод технологического оборудования»
для студентов специальности
1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»

Брест 2017

Методические указания предназначены для оказания помощи студентам при выполнении и оформлении курсовой работы по дисциплине «Гидро- и пневмопривод технологического оборудования». Приведены учебные и справочные материалы по выполнению всех разделов работы. Предназначены для студентов дневной формы обучения специальности 1-36 01 03 – «Технологическое оборудование машиностроительного производства».

Составители: В.М. Голуб, доцент, к.т.н.,
А.С. Жук, ассистент.

ВВЕДЕНИЕ

Применение гидропривода в станкостроении позволяет существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность и надежность работы, а также уровень автоматизации производственного процесса.

В металлообрабатывающих станках гидроприводы используются в механизмах подачи, смены инструмента, зажима, копировальных суппортах, блокировок, поворота столов и револьверных головок, перемещения пинолей и т. п.

Широкое использование гидроприводов в станкостроении определяется рядом их существенных преимуществ и, прежде всего, возможностью получения больших усилий и мощностей при небольших размерах гидродвигателей. Применение гидроприводов обусловлено также следующими основными факторами:

- простота осуществления линейных перемещений механизмов с помощью гидроцилиндров, простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;

- малые габариты и малая инерционность, динамические характеристики;
- малая удельная масса, т. е. масса гидропривода, отнесенная к передаваемой мощности;
- возможность бесступенчатого регулирования скорости движения исполнительного механизма;

- высокая надежность гидрооборудования при длительной работе;
- достаточно высокое значение к. п. д., повышенная жесткость и долговечность.

Перечисление преимуществ гидропривода обуславливает его дальнейшее совершенствование и развитие по пути повышения эффективности и надежности станков и автоматических линий.

Основными элементами объемного гидропривода являются объемные гидромашины, гидроаппаратура, гидролинии и вспомогательные устройства. Объемный гидродвигатель (силовой гидроцилиндр, гидромотор) является потребителем энергии, он преобразует энергию жидкости в механическую энергию выходного звена гидропривода. Объемный насос служит источником энергии рабочей жидкости. Гидроаппаратура состоит из устройств, осуществляющих управление гидроприводом, выполняя распределительные и регулирующие функции. Гидролинии – это трубопроводы, связывающие отдельные элементы гидропривода. Вспомогательные устройства объединяют различные кондиционеры рабочей жидкости, обеспечивающие ее качественное состояние. К этим устройствам относятся гидропреобразователи, аккумуляторы, фильтры, теплообменники, емкости.

Целью курсовой работы является обобщение и углубление знаний, полученных студентами на лекциях и лабораторных работах по дисциплине «Гидро- и пневмопривод технологического оборудования», а также получение навыков расчета и проектирования гидравлических приводов станков.

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ ПО ЕЁ ОФОРМЛЕНИЮ

Курсовая работа по курсу «Гидро- и пневмопривод технологического оборудования» заключается в проектировании и расчете гидравлического привода,

применяемого для конкретного станочного оборудования, с учетом его функционального назначения.

В состав курсовой работы входит расчетно-пояснительная записка в объеме не менее 20 страниц (формат А4) и графическая часть в виде принципиальной гидравлической схемы гидропривода станка на одном листе формата А2 или А3 по ГОСТ 2.104-2006.

Пояснительная записка включает в себя следующие основные разделы:

Содержание.

Введение.

1. Описание металлообрабатывающего оборудования и его функциональное назначение.
2. Описание гидравлической схемы станка, станочного оборудования, автоматической линии.
3. Выбор рабочей жидкости.
4. Выбор и обоснование номинального давления в гидросистеме.
5. Определение основных параметров и выбор гидродвигателей.
6. Выбор гидроаппаратов управления и регулирования.
7. Выбор трубопроводов (гидролиний).
8. Расчет потерь давления в гидроприводе.
9. Определение основных параметров и выбор насоса.
10. Определение общего к.п.д. и теплового режима работы гидросистемы.

Заключение.

Список использованных источников.

Пояснительная записка составляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105-95 на белой бумаге формата А4, со стандартной рамкой и штампом чернилами чёрного цвета (рисунок 1).

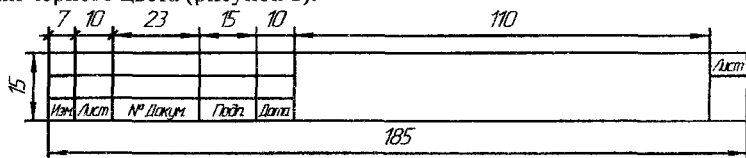


Рисунок 1 – Рамка со штампом формы 2а по ГОСТ 2.104-2006

Страницы пояснительной записки нумеруются арабскими цифрами. Нумерация должна быть сквозной. Первой страницей является «Титульный лист», второй «Бланк задания», последней нумеруется страница с надписью «ПРИЛОЖЕНИЯ». Номера страниц начинают проставлять с «Содержания», имеющего рамку со штампом высотой 40 мм (рисунок 2).

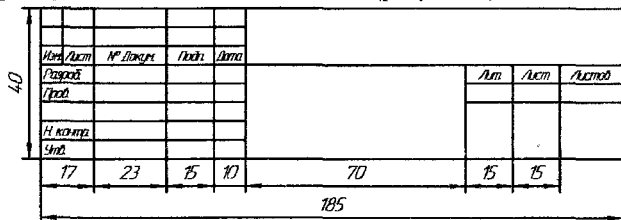


Рисунок 2 – Рамка со штампом формы 2 по ГОСТ 2.104-2006

В содержании должны последовательно перечисляться заголовки разделов с указанием страницы, с которой они начинаются. В содержание включаются все основные разделы, имеющиеся в записке.

Все необходимые вычисления сначала приводят в общем виде, обозначая все данные и искомые величины буквами, после чего вместо буквенных обозначений подставляют их числовые значения.

При выполнении расчетов необходимо указать литературу с отметкой страниц и таблиц, откуда взяты расчетные формулы, коэффициенты и другие величины. Все расчеты в курсовой работе должны проводиться в системе СИ. После нахождения искомых величин следует проставить их размерность.

Графическая часть курсовой работы выполняется карандашом на чертежной бумаге или с использованием систем автоматизированного проектирования (САПР) AutoCAD или КОМПАС с соблюдением требований ЕСКД.

Элементы и гидроустройства на принципиальной схеме изображаются в виде условных графических обозначений, установленных ГОСТ 2.781-96.

При вычерчивании принципиальной схемы гидропривода все элементы, как правило, изображаются в исходном положении (распределители при отключенных магнитах и т. д.). Каждый элемент должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение. Применяемые буквы: *A* – устройство; *AK* – аккумулятор; *B* – бак; *D* – гидродвигатель поворотный; *ДП* – делитель потока; *ДР* – дроссель; *ЗМ* – гидрозамок; *K* – клапан; *КД* – гидроклапан давления; *КО* – обратный клапан; *КП* – предохранительный клапан; *КР* – редукционный клапан; *M* – гидромотор; *MH* – манометр; *H* – насос; *HA* – насос аксиально-поршневой; *HP* – насос пластинчатый; *HP* – насос радиально-поршневой; *P* – распределитель; *PD* – реле давления; *PP* – регулятор расхода (потока); Φ – фильтр; *Ц* – цилиндр. В пределах группы элементы могут иметь порядковые номера, например, *P1*, *P2*, *P3*... При вычерчивании условных обозначений гидродвигателей рекомендуется придерживаться определенного масштаба (диаметры цилиндров, величина хода и т. п.). Вблизи гидродвигателей ставятся стрелки с указанием направления действия (например, «зажим», «фиксация» и др.).

На принципиальной схеме в виде таблицы следует приводить перечень элементов в алфавитном порядке с их позиционным обозначением, наименованием, типом и количеством; в примечании указываются основные параметры (рабочее давление, расход, размеры гидродвигателей, скорости движения и др.). Однотипные элементы (например, распределители *P7*...*P12*) записываются в одну строку. Всем линиям связи присваиваются порядковые номера 1, 2, 3..., как правило, в направлении потока, дренажные линии нумеруются в последнюю очередь. Схемам, входящим в состав конструкторской документации изделия, присваивают шифр, состоящий из буквы, определяющей вид схемы и цифры, обозначающей тип схемы. Пример обозначения схемы гидравлической принципиальной на изделии с поршневым насосом 115: АБВГ. ХХХХХ. 115ГЗ. Перечень элементов, оформленный в виде таблицы (рисунок 3), располагается над основной надписью (рисунок 4).

Если рабочий орган используется на множестве режимов, то необходимы данные о пределах изменения момента $M_{min} \dots M_{max}$ и частоты вращения $n_{min} \dots n_{max}$.

Если рабочий орган движется возвратно-поступательно или возвратно-вращательно, что обеспечивается с помощью гидроцилиндра, необходимо знать нагрузки (усилие F и момент M) и скорости (линейную v или угловую ω) при однорежимной работе. При многорежимной работе – пределы изменения нагрузок и закономерности их изменения. Задаются также пределы изменения температуры внешней среды, оказывающие влияние на вязкость рабочей среды и режим эксплуатации оборудования.

В разделе «Описание металлообрабатывающего станка, станочного оборудования, автоматической линии» дается описание функционального назначения оборудования, краткая технологическая характеристика, общие кинематические связи узлов и элементов.

При описании гидравлической схемы дается обоснование гидравлического привода исполнительных механизмов станка или станочного оборудования. Составляется предварительная принципиальная схема.

Вначале производится приближенный расчет. Исходя из условий эксплуатации, назначения и возможности комплектования выбирают номинальное давление $p_{ном}$ в напорной линии. Определяются основные параметры и производится выбор гидродвигателей и гидроаппаратуры. Выбирается тип рабочей жидкости, рассчитываются размеры трубопроводов. Далее решаются все вопросы размещения, соединений гидроаппаратов и элементов, составляется монтажная схема, определяющая прокладку и способы крепления трубопроводов. По ним можно установить количество и характер всех гидравлических сопротивлений.

Затем для каждого гидродвигателя выполняется уточненный расчет давлений с учетом реальных потерь давления в гидросистеме. Он необходим для проверки основных параметров и характеристик гидропривода, соответствия параметров выбранного гидрооборудования требуемым величинам нагрузок и скоростей рабочих органов. Уточненный расчет следует выполнять при двух предельных значениях (максимальном и минимальном) кинематической вязкости рекомендуемой жидкости, соответствующей ее эксплуатационному интервалу температур.

Далее определяется потребляемая насосом мощность, подбирается приводной электродвигатель (с проверкой по максимальной мощности). Рассчитывается тепловой режим гидропривода и требуемый объем бака.

3. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Рабочая жидкость в гидроприводе является средой, при помощи которой гидравлическая энергия передается от ее источника к гидродвигателю.

Кроме того, рабочая жидкость выполняет и другие важные функции: смазывание трущихся поверхностей деталей гидропривода, отвод тепла от нагреваемых поверхностей гидронасоса и гидродвигателей, защита от коррозии.

Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах, должны обладать следующими эксплуатационными свойствами и показателями: хорошие стабиль-

ные вязкостные свойства, малая плотность, минимальная зависимость вязкости от температуры в рабочих диапазонах температур, малая сжимаемость жидкости, стабильность при хранении, совместимость с конструкционными материалами гидроустройств, стойкость к окислению, малая испаряемость, малая токсичность, высокие экономические показатели и др.

Рабочие жидкости выбираются по справочной литературе с учетом условий эксплуатации гидропривода. В пояснительной записке указываются основные характеристики рабочих жидкостей.

4. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ НОМИНАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМЕ

По давлению различают гидроприводы низкого (до 1,6 МПа), среднего (1,6–6,3 МПа) и высокого (6,3–20 МПа) давлений.

Первые применяются, главным образом, в станках для чистовой обработки (шлифовальные, расточные), где имеются незначительные нагрузки и требуется низкий уровень колебаний давления.

Приводы среднего давления мощностью до 20 кВт применяются наиболее часто. Они обеспечивают высокие жесткость и точность станочного оборудования; их преимущество – возможность использования дешевых пластинчатых и шестеренных насосов.

Приводы высокого давления на базе поршневых насосов применяют главным образом в мощных протяжных и строгальных станках. Такие приводы позволяют получить большую выходную мощность при ограниченных размерах гидродвигателей.

Исходя из условий эксплуатации, назначения и возможностей комплектования гидропривода выпускаемыми гидродвигателями, выбирают номинальное давление $p_{ном}$ в его напорной линии. Последнее выбирается по ГОСТ 12445-80 из следующего ряда (МПа): ... 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50... Необходимо иметь в виду, что с увеличением давления уменьшается масса и стоимость гидрооборудования. Но одновременно повышаются требования к точности изготовления деталей, к чистоте и качеству рабочей жидкости. При малой нагрузке на штоке не следует применять чрезмерно высокое давление, так как внутренний диаметр гидроцилиндра окажется малым, что очень ограничивает выбор гидроцилиндра.

Учитывая, что потери давления могут достигать 10% от номинального давления (в гидроприводах низкого давления, например шлифовальных станков, до 20%), определяют максимальное давление в гидродвигателях, равное $(0,8 \dots 0,9) \cdot p_{ном}$.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Основными параметрами, по которым выбираются гидроцилиндры, являются: рабочее давление в цилиндре p_r , внутренний диаметр цилиндра D и диаметр штока d , ход поршня L , число циклов (двойных ходов) в минуту n или скорость перемещения штока v .

Для гидромоторов основными являются номинальный крутящий момент M_n , частота вращения выходного вала n_s , перепад давления Δp_s и рабочий объем V_o .

При последовательном включении нескольких гидродвигателей перепад давления в системе:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_{zi},$$

где Δp_{zi} – перепад давления на i -м гидродвигателе ($i = 1, 2, \dots$);

n – число гидродвигателей.

Для определения внутреннего диаметра гидроцилиндра D используют уравнение равновесия поршня. В качестве примера рассмотрим гидроцилиндр с односторонним штоком (рисунок 5).

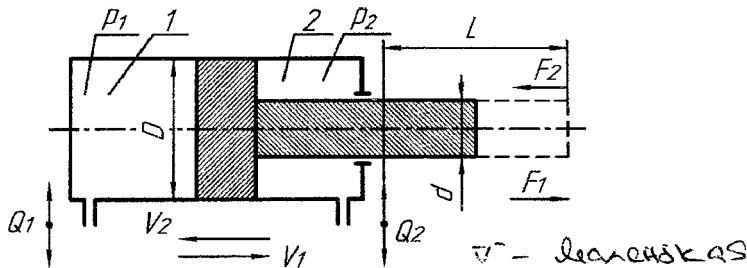


Рисунок 5 – Основные параметры гидроцилиндров

Если нагрузка воспринимается беспштоковой полостью (при движении поршня вправо):

$$F_u = [p_y \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - p_{cn} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_w^2)] \cdot \eta_y.$$

Если нагрузка воспринимается штоковой полостью (при движении поршня влево):

$$F_u = [p_y \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_w^2) - p_{cn} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}] \cdot \eta_y.$$

Приняв отношение диаметра штока к внутреннему диаметру гидроцилиндра $\frac{d_w}{D} = K_u$ и преобразовав эти формулы, получим диаметр поршня:

- при движении поршня вправо:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_u}{\pi \cdot [p_y - (1 - K_u^2) \cdot p_{cn}] \cdot \eta_y}};$$

- при движении поршня влево:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_u}{\pi \cdot [(1 - K_u^2) \cdot p_y - p_{cn}] \cdot \eta_y}},$$

где p_{cn} – противодействие сливной полости гидроцилиндра;

η_y – механический к. п. д. гидроцилиндра.

Для предварительного расчета можно принять: $p_{сн} = 0,2...0,3$ МПа; $K_{и} = 0,5...0,7$; $\eta_{ч} = 0,95...0,98$.

Полученное значение D_p округляется до ближайшего большего стандартного (по ГОСТ 12447-80), (мм): ...25, 30, 40, 50, 63, 80, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 220, 250... Далее по известным параметрам (D , d , L , $p_{ч}$) в справочной литературе выбирается соответствующий типоразмер гидроцилиндра. По его техническим характеристикам уточняется давление $p_{ч}$.

Для определения параметров других типов гидроцилиндров (с двусторонним штоком, плунжерных, телескопических, при дифференциальном включении гидроцилиндра и т. д.) необходимо составить уравнение равновесия поршня и из него вывести расчетную формулу.

Расход рабочей жидкости в гидроцилиндре, соответствующий заданной максимальной скорости v выходного звена, определяется:

- если рабочая полость бесштоковая:

$$Q_{ч} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v}{4 \cdot \eta_{оч}} ;$$

- если рабочая полость штоковая:

$$Q_{ч} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2) \cdot v}{4 \cdot \eta_{оч}} ,$$

где $\eta_{оч}$ – объемный к. п. д. гидроцилиндра.

При уплотнениях поршня резиновыми кольцами и манжетами $\eta_{оч} = 1,0$; пружинными поршневыми кольцами $\eta_{оч} = 0,95...0,98$.

Если перемещение поршня задано числом двойных ходов n , расход рабочей жидкости через цилиндр можно определить, как:

$$Q_{ч} = \frac{\pi \cdot [(D^2 - d_{ш}^2) + D^2] \cdot L \cdot n}{4 \cdot \eta_{оч}} .$$

Рабочий объем гидромотора определяют по известному крутящему моменту и рабочему перепаду давления $\Delta p_z = (0,8...0,9)p_{ном}$ как:

$$V_{оз} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{\Delta p_z \cdot \eta_z} ,$$

где η_z – гидромеханический к.п.д. мотора (принимать равным 0,9...0,95).

Гидромотор выбирают в справочной литературе по рабочему объему $V_{оз}$ и частоте вращения вала n_z гидромотора.

После выбора гидромотора уточняется, в соответствии с технологическими характеристиками, его действительный рабочий перепад давления и расход:

$$\Delta p_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{Q_z \cdot \eta_z} ;$$

$$Q_z = \frac{V_{оз} \cdot n_z}{\eta_{оз}} ,$$

где $\eta_{оз}$ – объемный к.п.д. гидромотора.

При циклическом характере рабочего процесса расходы определяются исходя из максимальных скоростей перемещения рабочих органов гидропривода.

Задавая утечку через клапан и другие элементы гидропривода, находят максимальную подачу насоса для обеспечения работы гидропривода:

$$Q_{n \max} = \sum_{i=1}^n Q_{zi} + \sum_{i=1}^m q_{ymi},$$

где Q_{zi} – расход через i -й гидродвигатель;

q_{ymi} – утечка через i -й гидроаппарат.

6. ВЫБОР ГИДРОАППАРАТОВ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

Гидроаппараты (распределители, клапаны, дроссели, регуляторы потока) и кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, гидробаки, гидроаккумуляторы) должны обеспечивать условия надежной работы гидропривода в течение установленного ресурса и по своим эксплуатационным параметрам соответствовать значениям, указанным в технических характеристиках.

Основные параметры гидроаппаратов: диаметр условного прохода d_y , округленный до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 16516-80, номинальные давления по ГОСТ 12445-80 и расход по ГОСТ 13825-80.

Предохранительный клапан, распределитель, дроссель и другие устройства подбираются по максимальным значениям давления и расхода гидродвигателя, на напорной линии которого они установлены.

Максимальное давление, на которое регулируется предохранительный клапан, защищающий систему от перегрузок, обычно на 20...30% выше рабочего давления гидродвигателя.

Это давление можно принимать для подбора распределительно-регулирующей и предохранительной аппаратуры.

Максимальный расход, по которому подбирается тот или иной аппарат, зависит от места его установки в схеме питания гидродвигателей. При индивидуальном питании гидродвигателей и одновременной их работе гидроаппараты подбираются по расчетным расходам. При групповом питании от одного насоса и одновременной работе гидродвигателей распределитель и предохранительный клапан подбирают по суммарному расходу гидродвигателей. Если гидродвигатели питаются от одного насоса, но работают не одновременно, распределитель и предохранительный клапан подбирают по давлению и расходу тех гидродвигателей, у которых эти величины наибольшие.

При подборе фильтров учитывается тонкость очистки, пропускная способность и давление, под которым они будут работать. Требования к тонкости фильтрации рабочей жидкости обычно указываются в технических характеристиках насосов, гидромоторов, распределителей.

В гидроприводах с разомкнутой циркуляцией фильтр устанавливают обычно на сливной линии. Через него проходит весь поток жидкости. При больших расходах возможно параллельное соединение фильтров. Фильтры могут быть смонтированы в гидробак или установлены отдельно. Для защиты фильтра от

повреждения на нем может быть смонтирован предохранительный (перепускной) клапан, настроенный на давление не ниже двукратного перепада давления фильтра, но не выше 0,5 МПа.

Технологические характеристики гидроаппаратов приведены в справочной литературе.

7. ВЫБОР ТРУБОПРОВОДОВ

Для изготовления жестких трубопроводов в гидроприводах станков в основном применяются трубы по ГОСТ 8734-75 из сталей 10 и 20. В гидросистемах низкого давления, линий управления и подключения контрольных приборов широко применяются медные трубы по ГОСТ 11383-75.

Для соединения подвижных элементов гидропривода, облегчения сборки и получения быстроразборных соединений применяют гибкие трубопроводы (рукава). Они выбираются в зависимости от назначения и условий работы. Выпускают резиновые рукава с металлической обмоткой высокого давления до 80 МПа по ТУ 22-41-69-78; ТУ 22-42-72-78; ТУ 22-45-84-80 и резинотканевые рукава низкого давления до 1,6 МПа по ГОСТ 10362-76 и ГОСТ 18698-79.

С целью уменьшения потерь давления в трубопроводах их диаметры подбирают так, чтобы по возможности обеспечить ламинарный режим движения жидкости ($Re < 2300$). Внутренний диаметр трубопровода определяется по формуле:

$$d_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_T}}$$

Расход жидкости в каждом трубопроводе известен. Рекомендуемые скорости v_T жидкости: во всасывающем трубопроводе $v_T \leq 1,6$ м/с; в сливных $v_T = 2$ м/с; в напорных – в зависимости от их назначения и номинального давления $p_{ном}$ (по таблице 1).

Таблица 1- Рекомендуемые значения скоростей течения жидкости в напорных трубопроводах

$p_{ном}$, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
v_T , м/с, не более	2	3,2	4	5	6,3	10

В общем случае скорость течения жидкости выбирается такой, чтобы потери давления по длине и на местных сопротивлениях не превышали 5...10% давления насоса.

Полученное значение диаметра трубопровода d_y округляется в сторону увеличения до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 16516-80 из ряда (мм): 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; ... - ряд приведен в суженных пределах.

Толщину стенки трубопровода можно определить по формуле:

- для тонкостенных труб (при $\frac{d}{\delta} \geq 16$) с учетом отклонения в размерах (диаметра Δd и толщины стенки k_σ):

$$\delta \geq \frac{p_{max} \cdot (d + \Delta d)}{2 \cdot [\sigma_p] \cdot k_\sigma}$$

- для толстостенных труб (при $\frac{d}{\delta} \leq 16$):

$$\delta \geq 0,5 \cdot d \cdot \left(\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p_{ном}}{[\sigma_p] - p_{ном}}} - 1 \right),$$

где p_{max} – максимально возможное давление жидкости в трубопроводе;

d – наружный диаметр трубопровода;

$[\sigma_p]$ – допустимое напряжение разрыва материала трубы (30...50% временного сопротивления материала).

Отклонение диаметра трубы принимают $\Delta d = 0,3$ мм, а коэффициент $k_\sigma = 0,9$ (по ГОСТ 8734-75).

Учитывая возможность внешних механических повреждений, толщину стенки не следует назначать менее 1,0 мм для цветных металлов и 0,5 мм для сталей.

Определив условные проходы d_u и толщину стенки δ , можно по соответствующим ГОСТам выбрать трубы для изготовления трубопроводов.

8. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОПРИВОДЕ

Потери давления определяются при уточненном расчете. Для удобства расчета целесообразно изобразить схему соединений гидрооборудования с обозначением диаметров и длины присоединительной арматуры трубопроводов. Необходимо также иметь точные данные по количеству и характеру всех местных сопротивлений.

Различают три вида потерь давления в гидроприводе: потери давления на трение жидкости в трубопроводе, потери давления на местных сопротивлениях и потери давления в гидроаппаратуре.

Потери давления на трение жидкости в трубопроводе определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_T = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_T^2}{2} \cdot \rho,$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина рассматриваемого участка трубопровода;

d – внутренний диаметр трубопровода;

ρ – плотность жидкости;

v_T – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе.

Средняя скорость движения жидкости в трубопроводе определяется по формуле:

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

На величину коэффициента λ оказывает влияние режим течения жидкости. Различают два режима: ламинарный и турбулентный. Режим течения определяется безразмерным числом Рейнольдса Re . Для трубопроводов круглого сечения:

$$Re = \frac{v_T \cdot d}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости при рабочей температуре.

Ламинарный режим течения переходит в турбулентный при определенном, критическом значении $Re_{кр} = 2100...2300$ для круглых гладких труб и $Re_{кр} = 1600$ для резиновых рукавов.

Если режим течения ламинарный, то коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле:

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

Если режим турбулентный, то:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха:

$$\sum \Delta p_M = \sum \xi \cdot \frac{v_T^2}{2} \cdot \rho,$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

Средние значения коэффициента ξ для наиболее встречающихся в гидропроводах местных сопротивлений приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Средние значения коэффициента местного сопротивления

Местные сопротивления	Коэффициент ξ
Гидрозамки, обратные клапаны	2...3
Самозапирающиеся соединительные муфты	1,0...1,5
Штуцеры, присоединяющие трубы к агрегатам, переходники, соединяющие отрезки труб	0,10...0,15
Соединительные угольники	1,5...2,0
Плавные повороты труб под углом 90°	0,12...0,15

Значения коэффициентов остальных местных сопротивлений приведены также в справочной литературе [2, 4].

Потери давления в гидроаппаратах определяются по расчетному расходу Q и параметрам, приведенным в их технических характеристиках:

$$\Delta p_a = \Delta p_{\max} \cdot \left(\frac{Q}{Q_{\max}}\right)^n,$$

где Δp_{\max} – потери давления на аппарате при максимальном расходе Q_{\max} ;

n – показатель степени (для ламинарного режима $n = 1,0$; при турбулентном – $n = 2$).

Суммарные потери давления в гидрوليнии рассчитываются для каждого гидродвигателя в отдельности:

$$\sum \Delta p_{\text{г.л.}} = \sum \Delta p_T + \sum \Delta p_M + \sum \Delta p_a.$$

9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР НАСОСА

Основные параметры насоса: номинальное давление p_n , номинальная подача Q_n , рабочий объем $V_{он}$, частота вращения приводного вала n . Выбранный типоразмер насоса должен обеспечивать работу гидродвигателей на максимальных нагрузках и скоростях. Чтобы к.п.д. гидропривода был максимальным, давление и подача, по которым обычно подбирается насос, должны быть по возможности более близки к номинальным, рекомендуемым заводом-изготовителем.

Давления насоса p_n принимается равным предварительно выбранному номинальному давлению $p_{ном}$ по ГОСТ 12445-80.

Подача насоса определяется по расходам гидродвигателей с учетом одновременности их работы. При неодновременной работе нескольких гидродвигателей с различными расходами подача насоса принимается равной большему расходу, а при одновременной их работе – сумме расходов.

Чтобы выбранный насос обеспечил расчетную подачу Q_n , соответствующую задашной скорости гидродвигателя, приводной вал его должен иметь следующую частоту вращения:

$$n_n = \frac{Q_n}{V_{он} \cdot \eta_{он}},$$

где $\eta_{он}$ – объемный к.п.д. насоса (принимается по технической характеристике при номинальном режиме работы).

Для правильного выбора приводящего двигателя насоса гидропривода необходимо из всего разнообразия режимов, выраженных механической характеристикой двигателя, установить нормальный режим исходя из характера нагрузки гидропривода: продолжительный с постоянной нагрузкой в течение длительного времени; кратковременный при кратковременном действии пиковой нагрузки и более длительное время на холостом ходу; повторно-кратковременный с чередованием нагрузки и холостого режима.

Двигатель привода при продолжительном режиме работы следует выбирать по моменту, определенному максимально необходимой подачей насоса при максимальном его давлении.

Мощность двигателя:

$$N = 2 \cdot \pi \cdot M_d \cdot n = \frac{k \cdot Q_n \cdot p_{\max}}{\eta_n},$$

где M_d – момент на валу электродвигателя;

n – частота вращения вала двигателя;

k – коэффициент запаса, обычно $k = 1,1$;

Q_n – подача насоса;

p – давление нагнетания;

η_n – к. п. д. насоса.

При кратковременном действии нагрузки двигатель можно выбирать по перегрузочному режиму. Момент в этом случае определится из выражения:

$$M = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{V_o \cdot p_{\max}}{\eta_{\max}} \cdot k,$$

где V_o – рабочий объем насоса в перегрузочном режиме;
 p_{max} – давление при перегрузке;
 η_{max} – к. п. д. насоса при коэффициенте запаса $k = 1,05$.
 Номинальный момент на валу двигателя:

$$M_{ном} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{V_o \cdot p_{н,ном}}{\eta_{н,ном}} \cdot k,$$

где $\eta_{н,ном}$ – к.п.д. насоса при номинальном режиме.

Двигатель выбирают по перегрузочному моменту с проверкой по номинальному моменту $M_{ном}$. Если номинальный момент насоса превышает номинальный момент двигателя, следует двигатель выбирать по номинальному моменту на валу насоса.

Для периодически повторяющегося нагрузочного режима работы гидропривода мощность двигателя определяется по средней мощности насоса:

$$N_{cp} = K_1 \cdot \sum \frac{N_i \cdot t_i}{\eta_i \cdot t_{ци}}$$

где K_1 – коэффициент допустимой перегрузки двигателя;

η_i – к. п. д. насоса для i -го участка нагрузочной диаграммы;

N_i – полезная мощность насоса на i -м участке диаграммы;

t_i – время соответствующее i -му участку нагрузочной диаграммы;

$t_{ци}$ – время цикла.

По значению N_{cp} выбирают двигатель соответствующей мощности. Номинальный момент $M_{ном}$ выбранного двигателя сравнивают с эквивалентным моментом $M_{экв}$.

Эквивалентный момент определяется по формуле:

$$M_{экв} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{t_{ци}}} < M_{ном},$$

где M_i – момент на валу i -го участка нагрузочной диаграммы.

При несоблюдении этого неравенства двигатель использовать нельзя из-за возможности его перегрева. В этом случае следует выбирать двигатель большей мощности. Общий коэффициент гидросистемы определяется как:

$$\eta_n = \frac{N_{пол}}{N_H},$$

где $N_{пол}$ – полезная мощность гидродвигателя;

N_H – мощность привода насоса.

Для гидродвигателей возвратно-поступательного движения полезная мощность определяется по формуле:

$$N_{пол} = F_{ш} \cdot v_{ш}.$$

Вращательного движения:

$$N_{пол} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot M,$$

где $F_{ш}$ – усилие на штоке;

$v_{ш}$ – скорость перемещения штока;

n_2 – частота вращения выходного вала гидромотора;

M – крутящий момент на выходном валу гидромотора.

На характеристике насоса, взятой из технического паспорта или каталога, определяют рабочую зону при его работе на трубопроводную сеть, нанеся на нее значения $P_{ном}$, $Q_{ном}$, P_{max} и Q_{max} .

10. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ГИДРОПРИВОДА

Нагрев рабочей жидкости происходит за счет гидравлического трения в гидролиниях, а также механического и вязкостного трения в насосе и гидродвигателях. При нагревании рабочей жидкости свыше 80°C ее вязкость и смазочные свойства снижаются. Температуру жидкости можно снизить при помощи охлаждения. При расчете количества отводимой в окружающую среду теплоты площадь паружной поверхности элементов гидропривода оценивают исходя из объема циркулирующей в них жидкости. Это, в первую очередь, поверхности гидробака, насоса и гидродвигателей.

При непрерывной работе гидропривода в течение времени t (ч) температура рабочей жидкости в гидробаке определяется по формуле:

$$T = T_0 + \frac{\Delta N}{K \cdot S},$$

где T_0 – температура окружающего воздуха;

ΔN – потери мощности в гидроприводе;

S – расчетная площадь поверхности гидробака;

K – коэффициент теплоотдачи от гидробака к воздуху:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 – коэффициент теплообмена между рабочей жидкостью и стенкой гидробака;

δ – толщина стенки гидробака (м);

λ – коэффициент теплопроводности стенки гидробака

(для стали $\lambda = 4,4 \dots 5,5$ Вт/м $\cdot^{\circ}\text{C}$);

α_2 – коэффициент теплообмена между стенкой гидробака и окружающей средой.

Значения коэффициентов α_1 и α_2 зависят от многочисленных факторов и определяются по специальным методикам. Потери мощности в гидроприводе определяются как разность между мощностью насоса и полезной мощностью гидродвигателей:

$$\Delta N_{пот} = N_{нас} \cdot (1 - \eta),$$

где η – к. п. д. гидропривода.

Требуемый объем бака (л) предварительно принимают равным 2-3 минутной максимальной подаче насоса:

$$V_{\delta} = (2 \dots 3) \cdot Q_{итmax}.$$

После предварительного выбора объема бака согласовывают его значение по ГОСТу 12448-80.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.] – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1973.
3. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
4. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев [и др.]; под ред. Б.Б. Некрасова. = – Минск: Высшая школа, 1985. – 382 с.
5. Столбов, Л.С. Основы гидравлики и гидропривод станков / Л.С. Столбов, А.Д. Перова, О.В. Ложкин – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
6. Артемьева, Т.В. Гидравлика, гидромашины и гидропривод / Т.В. Артемьева, Т.М. Лысенко, А.Н. Румянцева, С.И. Стесин. – М.: Академия, 2005. – 336 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ ПО ЕЕ ОФОРМЛЕНИЮ.....	3
2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ И ОБЩИЙ ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	6
3. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ.....	7
4. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ НОМИНАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМЕ	8
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ... 8	
6. ВЫБОР ГИДРОАППАРАТОВ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ.....	11
7. ВЫБОР ТРУБОПРОВОДОВ.....	12
8. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОПРИВОДЕ.....	13
9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР НАСОСА.....	15
10. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ГИДРОПРИВОДА.....	17
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	18

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Составители:

Голуб Владимир Михайлович

Жук Александр Сергеевич

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы по дисциплине
«Гидро- и пневмопривод технологического оборудования»
для студентов специальности

1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»

Ответственный за выпуск: *Жук А.С.*

Редактор: *Боровикова Е.А.*

Компьютерная вёрстка: *Колб К.С.*

Корректор: *Никитчик Е.В.*

Подписано в печать 28.12.2017 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага «Performer».
Гарнитура «Arial». Усл. печ. л. 1,16. Уч. изд. л. 1,25. Заказ № 1278. Тираж 50 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.