

62
B54

2584

ГИДРОПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СТАНКОВ И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ

Красноярск
СФУ
2007

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ГИДРОПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СТАНКОВ И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ

Методические указания

Красноярск
СФУ
2007

УДК 62-82(07)
В41

Рецензент

Е. А. Сорокин, канд. техн. наук, доц. кафедры ГПиГПА СФУ

В41 Гидропневмопривод технологического оборудования. Расчет гидропривода станков и автоматических линий: метод. указания по курсовой работе для студентов укрупненной группы 150000 – «Металлургия, машиностроение и металлообработка» подготовки специалистов (спец. 151001.65, 151002.65), направления подготовки бакалавров 150900.62 / М. И. Вихорева, Н. П. Куликова. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. – 46 с.

Рекомендовано к изданию

Редакционно-издательским советом Политехнического института СФУ

© Политехнический институт СФУ, 2007

ВВЕДЕНИЕ

Гидроприводы широко применяются при автоматизации производственных процессов в общем машиностроении.

Дисциплина «Гидропневмопривод технологического оборудования» представляет собой одну из основных общепрофессиональных дисциплин при подготовке инженеров по специальности 151001.65 – «Технология машиностроения». Студенты должны знать особенности работы и характеристики гидравлических элементов и устройств гидроавтоматики; методы построения и основы проектирования дискретных гидравлических вычислительных и управляющих устройств; современные технические средства гидроавтоматики, предназначенные для построения управляющих устройств на элементном и модульно-агрегатном принципе. Должны уметь выбирать элементы гидравлических приводов и систем гидроавтоматики для решения конкретных задач синтеза гидравлических систем; составлять математические модели гидравлических элементов и устройств, применять ЭВМ для анализа и синтеза элементов и систем гидроавтоматики.

С целью углубления и закрепления полученных знаний, приобретения умения и навыков практической работы учебным планом предусмотрено выполнение курсовой работы.

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части. Расчетно-пояснительная записка включает: титульный лист, задание на курсовую работу (типовой бланк), введение, основная часть записки, библиографический список. Основная часть записки должна содержать общие сведения об оборудовании, в котором используют гидропривод, о технологическом назначении гидропривода, обоснование выбора использования гидравлической энергии в качестве источника питания для приводной части исполнительного механизма (в сравнении с электрической и пневматической), расчетную часть (энергетический и гидравлический расчет), выбор гидрооборудования, тепловой расчет гидропривода. Графическая часть должна содержать принципиальную гидравлическую схему с выделенным фрагментом в соответствии с заданием (формат А1) и чертеж узла исполнительного механизма или гидроаппарата (по указанию преподавателя). Оформление расчетно-пояснительной записки следует выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ ЕСКД. При выполнении графической части руководствоваться требованиями ГОСТ 2.782–96.

1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

1.1. Общие сведения о гидроприводе и порядке его расчета

Гидравлический привод (рис. 1.1) состоит из приводного двигателя, насоса, гидравлического двигателя, рабочей жидкости, устройств управления и регулирования и вспомогательных устройств.



Рис. 1.1. Структурная схема гидропривода с ручным управлением

Объемный насос преобразует механическую энергию приводного двигателя в энергию жидкости, подаваемой в гидродвигатель (гидроцилиндр или гидромотор), в котором энергия жидкости преобразуется в механическую энергию прямолинейно перемещающегося поршня (штока) гидроцилиндра или вращающегося вала гидромотора.

Гидроприводы имеют ряд достоинств:

1. Осуществляют передачи больших усилий и мощностей при относительно малых их габаритно-весовых; характеристиках.
2. Обеспечивают плавные движения и автоматически регулируют нагрузки и скорости.
3. Позволяют выполнять частые и быстрые переключения как при возвратно-поступательном движении, так и при вращательном.

Рекомендуется следующий порядок расчета гидропривода:

по известной исходной полезной нагрузке устанавливается рабочее давление жидкости;

для заданных условий работы и эксплуатации гидропривода производится выбор рабочей жидкости гидропривода;

определяются предварительные параметры гидромотора или гидроцилиндра. Параметры уточняются после определения всех действующих нагрузок и сопротивлений, возникающих в процессе работы гидропривода;

производится расчет всасывающего, напорного и сливного трубопроводов, выбор гидравлических аппаратов управления, предохранительных и вспомогательных элементов гидропривода;

определяются потери давления и утечки жидкости;

определяется полный КПД гидропривода и оценивается возможность использования выбранных элементов гидропривода.

При выборе, расчете и проектировании гидроприводов необходимо руководствоваться действующими государственными стандартами и нормами:

номинальные давления – ГОСТ 12445–80;

нормальные диаметры труб и плунжеров – ГОСТ 12447–80;

рабочие объемы насосов и гидродвигателей – ГОСТ 13824–80;

номинальные расходы рабочей жидкости – ГОСТ 13825–80;

конструкции и основные параметры гидроцилиндров – 6540–68;

основные параметры гидроаппаратуры – ГОСТ 14063–68;

конструкции и основные параметры трубопроводов и их соединений ГОСТ 16516–80.

1.2. Содержание и последовательность этапов расчета гидропривода

Проектировочный расчет следящих приводов с дроссельным регулированием содержит следующие этапы: энергетический расчет привода и выбор

параметров гидродвигателя и источника питания; гидравлический расчет привода и выбор трубопроводов и гидроаппаратов; тепловой расчет гидропривода.

При выполнении энергетического расчета гидроприводов определяют максимальную скорость выходного звена гидродвигателя; скорость и ускорение выходного звена в основном режиме работы; удельный рабочий объем гидродвигателя; максимальный потребный расход рабочей жидкости.

Исходными данными для расчета являются: масса рабочего механизма с грузом (масса, приведенная к поршню, с учетом массы поршня и штока), результирующая статическая сила внешнего воздействия, ход (перемещение) штока, требуемое время хода.

Рекомендуется следующая последовательность энергетического расчета:

1. Определение рабочего давления.
2. Выбор рабочей жидкости.
3. Определение значений силовых и кинематических величин на выходном звене исполнительного гидродвигателя.
4. Определение максимальной скорости выходного звена.
5. Определение оптимальных по мощности скорости и ускорения выходного звена.
6. Определение полной нагрузки на выходном звене исполнительного гидродвигателя.
7. Определение удельного рабочего объема гидродвигателя.
8. Определение диаметров поршня и штока гидроцилиндра.
9. Определение максимального потребного расхода гидродвигателя.
10. Выбор источника питания.

2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

2.1. Определение рабочего давления

Выбор величины рабочего давления в гидроприводе представляет собой оптимизационную задачу и требует обоснования, так как от величины давления зависят другие показатели гидропривода, такие как металлоемкость, ресурс, надежность, стоимость.

При выборе рабочего давления в гидравлической системе необходимо учитывать, что при увеличении давления уменьшается подача насоса, а, следовательно, его размеры, а также размеры гидравлических линий и устройств

управления, т.е. гидравлический привод делается более компактным. В то же время увеличение давления требует применения более дорогих насосов, высокой герметичности соединений и приводит к повышению нагрузки в отдельных узлах гидропривода.

Уменьшение рабочего давления вызывает увеличение размеров элементов гидропривода, но уменьшает требования к герметичности соединений, повышает срок службы гидропривода и дает возможность применить более простые и дешевые насосы.

Номинальное давление выбирается в соответствии с возможностями гидрооборудования, выпускаемого той отраслью машиностроения, где предполагается использовать проектируемый привод. Наиболее употребительны такие диапазоны номинальных давлений: в гидроприводах технологического оборудования 6,3–20 МПа, в приводах сельскохозяйственных машин 6,3–16 МПа, в гидроприводах летательных аппаратов 10–25 МПа, в гидроприводах самоходных машин 16–32 МПа.

Гидроприводы среднего давления мощностью до 20 кВт применяются наиболее часто. Они обеспечивают высокую жесткость и точность. Их преимущество – возможность использования дешевых шестеренных и пластинчатых насосов. Приводы высокого давления на базе поршневых насосов позволяют получить большую выходную мощность при сравнительно небольших размерах гидродвигателей, поэтому их применяют главным образом в оборудовании большой мощности. Низкое давление (до 1,6 МПа) применяют в станках для чистовой обработки (шлифовальных, расточных, хонинговальных), где преодолеваются незначительные нагрузки, но требуется низкий уровень колебания давлений.

Для стационарных машин с большой нагрузкой на исполнительные механизмы или большой протяженностью рабочих трубопроводов рабочее давление рекомендуется назначать в пределах (16–25) МПа [1].

Рабочее давление в цилиндре гидродвигателя рекомендуется назначать ориентировочно в зависимости от величины требуемого полезного усилия F в следующих пределах [1]:

$$\text{при } F = 10 - 20 \text{ кН } P_p \leq (2 - 4) \text{ МПа};$$

$$F = 30 - 50 \text{ кН } P_p \leq (6,4 - 10) \text{ МПа};$$

$$F = 50 - 100 \text{ кН } P_p \leq (10 - 16) \text{ МПа};$$

$$F \Rightarrow 100 \text{ кН } P_p \leq 32 \text{ МПа};$$

Полезное усилие – это нагрузка на рабочем органе машины или механизма для совершения какой-либо операции. Например, усилие для подъема груза, для перемещения стола, для зажима инструмента.

Выбор величины рабочего давления при проектировании гидропривода производится в соответствии с нормальным рядом давлений, установленным ГОСТом. При выборе, расчете и проектировании гидроприводов роботов, манипуляторов, станков и автоматических линий необходимо руководствоваться ГОСТ 12445–80.

Из нормального ряда ГОСТ 12445–80 в гидроприводе выбирают следующие величины номинальных давлений (МПа): 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Номинальное давление $p_{ном}$ – это наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм.

Различают также *максимальное давление p_{max}* , допустимое для периодической работы гидравлического оборудования и *пиковое давление p_n* , действующее мгновенно и определяемое, в основном, характеристиками предохранительных устройств.

2.2. Выбор рабочей жидкости

Жидкость в гидроприводе предназначена для передачи энергии и надежной смазки его подвижных элементов. К рабочим жидкостям предъявляют следующие основные требования: наличие оптимальной вязкости, мало изменяющейся в рабочем диапазоне температур, хорошие смазочные и антикоррозионные свойства, большой модуль упругости, химическую стабильность в процессе эксплуатации, сопротивляемость вспениванию, совместимость с материалами гидросистемы, нетоксичность и др.

Тип и марку рабочей жидкости выбирают в соответствии с назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидропривода с учетом конструктивных особенностей применяемых гидроаппаратов.

В следящих приводах станков, автоматических линий, промышленных роботов, технологического оборудования рекомендуется использовать минеральные масла, содержащие присадки, улучшающие их свойства. Из масел отечественного производства для таких гидроприводов можно рекомендовать

масла типа ИГП, которые изготовлены из нефти, подвергнутой глубокой селективной очистке; они содержат антиокислительную (ионол), противоизносную (ДФ-11), антикоррозионную (В15/41) и противопенную (ПМС-200А) присадки.

В гидроприводах и системах автоматики, работающих при более высоких температурах, применяют синтетические жидкости. Так, в рабочем диапазоне от 210 до 470 К в гидросистемах применяют полисилоксановую жидкость 7-50С-3, которая состоит из равного количества полисилоксанов и органического диэфира с добавлением ингибиторов окисления и противоизносной присадки. Эта рабочая жидкость не вызывает коррозии углеродистых и коррозионностойких сталей, алюминия и его сплавов, однако вызывает коррозию меди, кадмиевых и фосфатных покрытий. Она влияет на твердость, прочность и вызывает разбухание резиновых уплотнений, в которых в качестве пластификаторов применены диэфиры. С этой жидкостью можно использовать только специальные резины, допускается также применение фторопласта-4.

Основными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости, являются: диапазон температур окружающей среды и характер изменения температуры в этом диапазоне; максимально возможная температура рабочей жидкости в установившемся режиме; условия эксплуатации (продолжительность работы гидропривода в течение суток); характеристика материала уплотнений, стоимость.

При выборе вязкости рабочей жидкости следует учитывать рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного гидродвигателя. Во многих гидравлических устройствах с подвижными элементами герметичность обеспечивается малыми зазорами между контактирующими поверхностями. Утечки рабочей жидкости через зазоры увеличиваются с увеличением давления и с уменьшением вязкости рабочей жидкости. Вследствие утечек через зазоры между подвижными элементами снижается КПД гидропривода, увеличивается неравномерность движения рабочих органов, рабочая жидкость нагревается. С этой точки зрения лучше применить рабочую жидкость повышенной вязкости. С другой стороны, с увеличением вязкости рабочей жидкости увеличиваются гидравлические потери в трубопроводах, что приводит к уменьшению КПД, снижаются чувствительность и точность гидропривода. Поэтому для следящих гидросистем, имеющих аппара-

ратуру для стабилизации скорости перемещения исполнительных механизмов, применяют масла с малой вязкостью, что улучшает чувствительность и точность работы гидропривода.

Если в гидроприводе используют быстроходные гидродвигатели, то предпочтение также отдают рабочим жидкостям с малой вязкостью с целью уменьшения потерь на трение и исключения возможности нарушения процесса всасывания.

В случае высоких температур, больших давлений и небольших скоростей движения с целью уменьшения утечек выбирают рабочие жидкости с большой вязкостью. Учитывая конструктивные особенности гидроаппаратуры (величина технологических зазоров, тип и материал уплотнений, тип насосов и т. п.) следует придерживаться рекомендаций завода-изготовителя технологического оборудования по типу применяемых масел.

При выборе рабочей жидкости необходимо принимать во внимание следующие рекомендации:

минеральные масла с вязкостью 20–40 сСт при 50 °С применяют для гидравлических систем с давлением до 7 МПа; для давлений до 20 МПа используют масла с вязкостью 60–110 сСт; для давлений до 60 МПа выбирают рабочую жидкость с вязкостью 100–175 сСт;

температура застывания масла должна быть на 15–20 °С ниже минимальной рабочей температуры гидросистемы;

Основные характеристики наиболее часто применяемых рабочих жидкостей приведены в табл. 2.1 [1].

В табл. 2.1 наряду с другими характеристиками приводится кинематический коэффициент вязкости жидкостей при температуре плюс 50 °С.

Рабочая температура жидкости T_p , являющаяся одним из основных параметров гидропривода, как правило отличается от 50 °С, поэтому необходимо пересчитать кинематический коэффициент вязкости выбранной жидкости с температуры 50 °С на заданную температуру, T_p .

В интервале температур от 30 до 150 °С кинематический коэффициент вязкости можно определить по графической зависимости [1] или из уравнения:

$$\nu_T = \nu_{50} \left(\frac{50}{T_p} \right)^n, \quad (2.1)$$

где ν_T — кинематический коэффициент вязкости $\text{см}^2/\text{с}$ при температуре $T_p, ^\circ\text{C}$;
 n — показатель степени, приведенный в табл. 1.2 в зависимости от вязкости,
 в градусах Энглера, при температуре 50°C .

Вязкость в градусах Энглера:

$$E_{50}^0 = 6,84(\nu_{50} + \sqrt{\nu_{50}^2 + 0,01845}). \quad (2.2)$$

Таблица 2.1

Марка рабочей жидкости (масла)	Плот- ность, $\text{кг}/\text{м}^3$	Вязкость при 50°C , сСт	Темпера- тура за- стывания, $^\circ\text{C}$	Температура вспышки, $^\circ\text{C}$	Индекс вязкости
ИГП-18	880	16,5–20,5	–15	170	90
ИГНС-II-20	890	19–23	–15	170	95
И-20А	885	17–23	–15	190	100
ИГП-30; ВНИИ НП -403	885	28–31	–15	200	90
И-30А	890	28–33	–15	190	85
ИГП-38	890	35–40	–15	210	90
ИГНС-II-40	895	38–42	–15	210	95
И-40А	895	35–45	–15	210	97
ИГП-49	895	47–51	–15	215	90
И-50А	910	47–55	–20	200	85

Таблица 2.2

E^{50}	n	E^{50}	n	E^{50}	n	E^{50}	n	E^{50}	n
1,2	1,39	3,0	1,99	7,0	2,42	15,0	2,75	35,0	3,12
1,5	1,59	4,0	2,13	8,0	2,49	20,0	2,86	50,0	3,17
1,8	1,72	5,0	2,24	9,0	2,52	25,0	2,96	60,0	3,32
2,0	1,79	6,0	2,32	10,0	2,56	30,0	3,06	—	—

2.3. Определение силовых и кинематических величин, приведенных к выходному звену гидродвигателя

Силовые и кинематические величины (статическую силу, массу, скорость и ускорение), заданные для рабочего механизма, приводят к выходному звену гидродвигателя по упрощенным формулам, известным в теории машин и механизмов:

$$H_c = H_m k_{сп} / \eta_{сп}; \quad m_v = m_m k_{сп}^2; \quad v = v_m / k_{сп}; \quad w = w_m / k_{сп}, \quad (2.3)$$

где $k_{сп}$ и $\eta_{сп}$ – передаточное отношение и механический КПД силовой механической передачи.

Силовую механическую передачу применяют, если необходимо уменьшить угловую скорость и увеличить крутящий момент рабочего механизма или преобразовать вращательное движение в поступательное и наоборот. Во многих случаях значение передаточного отношения $k_{сп}$ определяют по соотношению максимальных скоростей рабочего механизма и исполнительного гидродвигателя: $k_{сп} = v_{m \max} / v_{\max}$. Величина, обратная передаточному отношению, называется передаточным числом.

2.4. Определение максимальной скорости выходного звена

Условия движения привода определяются заданной циклограммой. На трапецеидальной циклограмме, характерной для двухпозиционного гидропривода, можно выделить три характерных участка: разгон, движение с установившейся скоростью, торможение.

Если время срабатывания гидрораспределителя значительно меньше времени движения выходного звена, то характер движения зависит от параметров привода и внешней нагрузки.

При заданных величинах хода поршня L , времени хода t , приведенной к поршню массы m и полезной нагрузки H_c параметры исполнительного гидродвигателя рекомендуется выбирать по методике, обеспечивающей минимум энергетических затрат при трапецеидальном законе движения.

Максимально возможную скорость перемещения выходного звена гидродвигателя вычисляют по формуле

$$v_{\max} = 2L / t, \quad (2.4)$$

где L – величина хода; t – время перемещения выходного звена.

Определив максимальную скорость, можно вычислить показатель вида нагрузки ϵ , представляющий собой отношение максимальной кинетической энергии движущихся масс к полной работе статических внешних сил:

$$\epsilon = \frac{m_b v_{\max}^2}{2H_c L}. \quad (2.5)$$

По величине показателя нагрузки ϵ можно судить, какая из нагрузок на привод преобладает – статическая или динамическая.

2.5. Определение скорости и ускорения выходного звена

По известному значению показателя нагрузки ϵ и по графической зависимости оптимальной по мощности привода относительной предельной скорости движения выходного звена от показателя нагрузки (рис. 2.1) находят значение относительной предельной скорости \bar{v}_n .

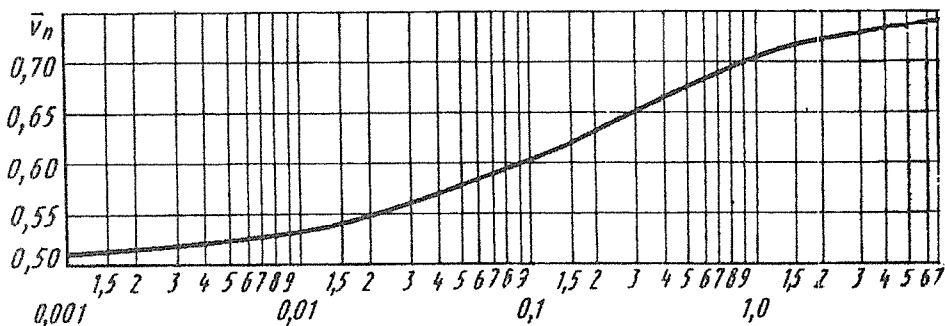


Рис. 2.1. Зависимость оптимальной по мощности привода относительной предельной скорости \bar{v}_n движения выходного звена от показателя нагрузки

Далее рассчитывают оптимальные предельные скорость и ускорение установившегося движения исполнительного механизма. Предельную скорость определяют по соотношению

$$v_n = v_{\max} \bar{v}_n, \quad (2.6)$$

предельное ускорение

$$w_n = \frac{v_n^2}{v_n t - L}. \quad (2.7)$$

2.6. Определение полной нагрузки на выходном звене исполнительного гидродвигателя

Полная нагрузка на выходном звене гидродвигателя определяется с учетом инерционной составляющей по формуле

$$F = F_c + F_d. \quad (2.8)$$

Величина статической нагрузки F_c учитывает полезную нагрузку, приведенную к штоку поршня, силу трения в конструктивных элементах, силу противодействия и вес подвижных частей (для вертикально расположенных гидроцилиндров). Динамическая нагрузка определяется по формуле:

$$F_d = m_v \cdot w_n, \quad (2.9)$$

где $m_{пр}$ – приведенная к поршню масса подвижных частей гидродвигателя, исполнительного механизма и рабочей жидкости в напорном и сливном трубопроводах; w_n – оптимальное предельное ускорение разгона и торможения.

$$m_{пр} = m_1 + m_{ж. пр}, \quad (2.10)$$

где m_1 – масса подвижных частей цилиндра и приводимого механизма, кг; $m_{ж. пр}$ – приведенная масса рабочей жидкости в напорном и сливном трубопроводах, кг. Для определения приведенной массы жидкости следует воспользоваться соотношением, полученным из условия равенства кинетической энергии жидкости в трубопроводе и соответствующей полости гидроцилиндра,

$$m_{ж. пр} = \rho \left(l_1 \cdot A_n \cdot \frac{D_n^2}{d_1^2} + l_2 \cdot A_{шт} \cdot \frac{D_{шт}^2}{d_2^2} \right), \quad (2.11)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; l_1 и l_2 – длины соответственно напорного и сливного трубопроводов, м; $A_n, A_{шт}$ – рабочие площади цилиндра, м², поршневой и штоковой полостей диаметрами D_n и $D_{шт}$ соответственно; d_1 и d_2 – внутренние диаметры, м, напорного и сливного трубопроводов соответственно.

Предельная мощность на выходном звене гидродвигателя, Вт

$$N_n = v_n F. \quad (2.12)$$

2.7. Определение диаметра гидроцилиндра

Внутренний диаметр цилиндра определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_p}}, \quad (2.13)$$

где F — полезная нагрузка, приведенная к штоку; p_p — рабочее давление в цилиндре, принимаемое в зависимости от нагрузки F с учетом потерь давления в гидроприводе ($p_p \leq 0,9 p_{\text{ном}}$).

По вычисленному расчетному диаметру D подбирают ближайший нормализованный. Внутренний диаметр гидроцилиндров, поршней, плунжеров, золотников и их втулок нормализован ГОСТ 12447–80 и имеет следующие размеры, мм: 1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; 18; 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000. Значения, указанные в скобках, не являются предпочтительными.

Диаметр штока d определяется в зависимости от величины хода поршня S . Если $S \leq 10D$, то можно принимать:

при $p_p = 2,5$ МПа; $d = (0,3 - 0,35)D$;

$p_p \leq 6,3$ –10 МПа; $d = 0,5D$;

$p_p \leq 16$ –25 МПа; $d = (0,7 - 0,75)D$.

Приложение к поршню чрезмерной осевой нагрузки может привести к продольному изгибу штока (потере устойчивости в осевом направлении). При $S > 10D$ шток поршня рассчитывают на продольный изгиб.

Критическое усилие, приводящее к продольному изгибу, рассчитывают по обобщенной формуле Эйлера

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\lambda \cdot l)^2}, \quad (2.14)$$

где E — модуль упругости материала, который для стали можно принять равным $2,2 \cdot 10^5$ МПа; l — свободная длина при продольном изгибе (длина цилиндра с выдвинутым штоком); I — момент инерции сечения штока, м^4 . Для сплошного сечения штока $I = \pi \cdot d^4 / 64$, для кольцевого (пустотелый шток)

$I = \pi \cdot d^3 \cdot \delta / 8$, где d – диаметр штока, δ – толщина стенки цилиндра. Коэффициент λ учитывает способ монтажа цилиндра. Если одна сторона свободна, а вторая жестко закреплена, $\lambda = 2$; если на обеих сторонах установлены шарниры, $\lambda = 1$; если одна сторона жестко закреплена, на второй установлен шарнир, $\lambda = 0,7$; если обе стороны жестко закреплены $\lambda = 0,5$.

Максимально допустимая величина нагрузки на шток определяется из соотношения

$$F_{\text{доп}} = F_{\text{кр}} / k, \quad (2.15)$$

где k – коэффициент запаса прочности.

2.8. Уточненный расчет основных параметров гидроцилиндра

В процессе работы силового гидроцилиндра часть рабочего давления затрачивается на преодоление сил трения в конструктивных элементах гидроцилиндра, силы противодействия, динамических нагрузок, возникающих при разгоне и торможении поршня гидроцилиндра. Считая принятое рабочее давление исходным параметром, можно уточнить диаметр силового гидроцилиндра. Для этого необходимо учесть названные дополнительные нагрузки.

Полезные и дополнительные нагрузки определяют величину усилия, развиваемого гидроцилиндром

$$T = T_c + T_d, \quad (2.16)$$

где T_d – динамическая нагрузка.

Статическая нагрузка определяется при установившемся движении поршня

$$T_c = F + T_{\text{тр}} + T_{\text{пр}}, \quad (2.17)$$

где F – полезная нагрузка, приведенная к штоку поршня; $T_{\text{тр}}$ – сила трения в конструктивных элементах; $T_{\text{пр}}$ – сила противодействия.

Сила трения в конструктивных элементах $T_{\text{тр}}$ расходуется на преодоление механических сопротивлений – трение в кольцах и манжетах.

Уплотнительные резиновые кольца круглого сечения отличаются простотой конструкции, универсальностью, низкой стоимостью, хорошей герметичностью. Однако их недостатком является относительно малая долговечность работы в подвижных соединениях.

Сила трения в подвижном соединении при уплотнении резиновыми кольцами

$$T_{\text{тр.к}} = q \cdot \pi \cdot D,$$

где q – удельная сила трения, Н/мм; D – диаметр уплотняемой поверхности, мм.

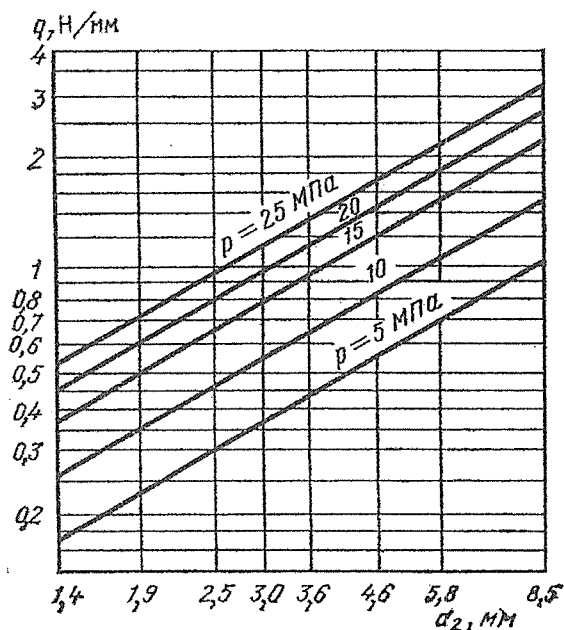


Рис. 2.2. График зависимости удельной силы трения от диаметра уплотняемой поверхности

Уплотнительные резиновые манжеты (ГОСТ 14896–84) применяют для уплотнения деталей гидроцилиндров, перемещающихся со скоростью до 0,5 м/с при давлении до 50 МПа.

Сила трения (Н) резиновых манжет может определяться по формуле

$$F_{\text{тр.м}} = \pi \cdot D \cdot H \cdot (p + p_k) \cdot \mu, \quad (2.18)$$

где D – диаметр уплотняемой поверхности, H – ширина манжеты, мм, p – рабочее давление в гидроцилиндре; $p_k = 2\text{--}5$ МПа – контактное давление, возникающее при монтаже, $\mu = 0,1\text{--}0,13$ – коэффициент трения.

Резинотканевые шевронные уплотнения для гидравлических устройств состоят из нажимного и опорного колец и нескольких манжет. Внутренний диаметр манжет соответствует диаметру уплотняемой поверхности, наружный – диаметру втулки (цилиндра), общая ширина уплотнения зависит от числа манжет n в пакете (при давлении до 6,3 МПа $n = 3$; до 10 МПа $n = 4$).

При диаметре уплотняемой поверхности до 100 мм сила трения резиноканевых манжет составляет 8 %, а при $100 \leq d \leq 250$ мм – 6 % усилия, развиваемого цилиндром.

Величина силы трения может быть определена по формуле

$$F_{\text{тр.м}} = \pi \cdot D \cdot b \cdot (p + n \cdot p_k) \cdot \mu, \quad (2.19)$$

где D – диаметр поршня, мм; b – ширина манжеты, мм; $\mu = 0,07\text{--}0,15$ – коэффициент трения; p – рабочее давление в гидроцилиндре, p_k – контактное давление поршневого кольца, МПа, зависящее от диаметра, мм.

Таблица 2.3

Определение контактного давления

D	p_k	D	p_k	D	p_k
32	0,202	100	0,109	320	0,056
36	0,167	110	0,105	360	0,054
40	0,165	125	0,102	400	0,052
45	0,129	140	0,081	450	0,049
50	0,145	160	0,076	500	0,06
56	0,119	180	0,073	560	0,046
63	0,158	200	0,07	630	0,046
70	0,115	220	0,072	710	0,045
80	0,127	250	0,064	800	0,043
90	0,136	280	0,065	900	0,042

Длина контактной поверхности (ширина уплотнения) принимается в зависимости от диаметра уплотняемого поршня или штока по табл. 2.4.

Таблица 2.4

Определение ширины уплотнения

Диаметр уплотняемого	20–30	30–60	60–85	90–220	220–710
Ширина уплотнения, мм	7,5	10,0	12,5	15,0	20,0

Число манжет определяется в зависимости от диаметра поршня или плунжера, см. табл. 2.5.

Таблица 2.5

Определение числа манжет

Диаметр поршня или штока, мм	Давление 10^5 Н/м^2					
	65	100	200	320	400	500
До 55	3	4	5	6	7	7
55–100	4	5	6	7	8	8
100–280	4	5	6	7	8	8
220–710	4	5	6	7	8	9
710–1400	5	6	7	8	9	10

Поршневые кольца по ОСТ2 А54-1-72 применяют для уплотнения поршней цилиндров, работающих при взратно-поступательном движении со скоростью до 7,5 м/с в гидросистемах с рабочим давлением до 50 МПа. Герметичность обеспечивается упругостью кольца и давлением масла. Кольца имеют большую долговечность – 8–10 лет, незначительные размеры, могут работать при наличии отверстий или канавок на зеркале цилиндра.

Силу трения поршневых колец можно подсчитать по формуле [1]

$$T_{\text{тр. п.к}} = f \cdot \pi \cdot b (ip_k + p_p), \quad (2.20)$$

где f – коэффициент трения кольца о стенку цилиндра (принимается равным 0,07 при быстром движении поршня и 0,15 при медленном его движении); D – диаметр цилиндра; b – ширина поршневого кольца (табл. 2.6); p_p – рабочее давление в цилиндре; p_k – среднее удельное давление на поверхности цилиндра, создаваемое упругими силами, $p_k = (0,6 - 0,9) \cdot 10^5$; i – число поршневых колец.

Таблица 2.6

Определение ширины поршневого кольца

Диаметр поршня, мм	Глубина канавки, мм	Ширина канавки, мм	Диаметр поршня, мм	Глубина канавки, мм	Ширина канавки, мм
50	2,7	2,8	275	10,5	9,5
75	3,9	3,2	300	11,2	11,2
100	4,7	4,8	325	12,0	12,7
125	5,2	4,8	350	12,7	12,7
150	6,4	6,4	375	13,4	12,7
175	7,2	6,4	400	14,5	15,8
200	8,1	7,7	450	15,5	15,8
225	8,9	7,7	500	17,8	15,8
250	9,7	9,5			

Таблица 2.7

Определение числа поршневых колец

Давление 10^5 Н/м^2	Диаметр цилиндра, мм							
	40–50	50–90	100–130	140–180	200–260	280–360	380–500	500–600
60	2	3	3	3	3	3	3	3
100	3	3	3	3	4	4	4	4
200	3	3	4	4	4	5	6	7
320	3	4	4	5	6	7	8	9

Число колец в зависимости от величины давления и диаметра цилиндра определяют по табл. 2.7.

Суммарное усилие трения в цилиндре:

$$T_{\text{тр}} = T_{\text{тр.м}} + T_{\text{тр.п.к.}} \quad (2.21)$$

Силы противодействия $T_{\text{пр}}$ необходимы для получения более равномерной скорости движения. Обычно противодействие создается дросселированием потока рабочей жидкости.

В машинах, станках, где рабочие давления малы, величину противо-
давления рекомендуется принимать в пределах

$$P_{\text{пр}} = (2-3) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2. \quad (2.22)$$

В машинах и станках, где рабочий орган расположен вертикально и не уравновешен контргрузом, величина противодействия определяется весом подвижных частей головки, гидроцилиндра, поршня, и должна быть больше величины G/Ω на $(2-3) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ т. е.

$$P_{\text{пр}} = (2-3) \cdot 10^5 + \frac{G}{\Omega}, \quad (2.23)$$

где G — вес подвижных частей (Н); Ω — площадь сечения поршня (м^2).
С учетом сказанного, сила противодействия:

$$T_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} \cdot \Omega. \quad (2.24)$$

Наличие противодействия в значительной степени предупреждает проникновения воздуха в полость гидроцилиндра.

Если условия работы гидропривода не налагают требования плавного движения рабочего органа гидропривода, величину противодействия в расчет можно не вводить.

Динамическую силу T_d , возникающую при разгоне и торможении, вычисляют приближенно, пользуясь теоремой о количестве движения и импульсе сил

$$T_d \cdot \Delta t = m_{\text{пр}} (v_2 - v_1) \quad (2.25)$$

или теоремой о работе сил и изменении кинетической энергии

$$T_d \cdot L = 0,5 m_{\text{пр}} (v_2^2 - v_1^2). \quad (2.26)$$

В этих формулах: Δt — время ускорения или замедления движения принимается обычно равным 0,01–0,5 с, причем, меньшие значения относятся к легким механизмам и малым скоростям движения, большие — к высоким

скоростям и тяжелым механизмам; L – путь, на протяжении которого происходит изменение скорости; v_2 , v_1 – максимальная и минимальная скорости перемещения поршня. Скорость движения поршня в гидроприводах обычно не превышает 9 м/мин [1]; $m_{\text{пр}}$ – приведенная к поршню силового цилиндра масса, включающая в себя массы поршня, штока и деталей, соединенных со штоком, а также массу жидкости (см. формулу (2.10)).

Если известна приведенная масса, изменение скорости $\Delta v = v_2 - v_1$ и Δt , то из формулы (2.25) можно определить динамическую силу инерции

$$T_d = m_{\text{пр}} \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (2.27)$$

По изложенным выше формулам могут быть определены составляющие развиваемого гидроцилиндром усилия T .

По вычисленному усилию T и принятому рабочему давлению уточняем диаметр силового гидроцилиндра, м:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_p}}. \quad (2.28)$$

Полученный расчетный диаметр должен быть нормализован по ГОСТу. При этом подбирают ближайший больший диаметр штока.

2.9. Расчет гидроцилиндра на прочность и устойчивость

Толщину стенок корпуса тонкостенного гидроцилиндра определяют по формуле

$$t \geq \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_{\text{вр}}} \cdot K. \quad (2.29)$$

$\sigma_{\text{вр}}$ – допустимое напряжение материала на растяжение, для стали можно принимать $\sigma_{\text{вр}} = 60\text{--}250$ МПа; D – диаметр гидроцилиндра; p – величина рабочего давления в гидросистеме; K – коэффициент запаса. Рекомендуют принимать $K = 4\text{--}6$.

Под тонкостенным понимают гидроцилиндр, у которого отношение $D_n/D \leq 18$, где D_n и D – наружный и внутренний диаметры стенки цилиндра.

Толщину донышка корпуса гидроцилиндра определяют по формуле

$$s \geq \frac{p \cdot D}{4 \cdot \sigma_{\text{вр}}} \cdot K_6. \quad (2.30)$$

Корпуса гидроцилиндров изготавливают в основном из стальных поковок и труб, реже – из чугунного литья. При давлении рабочей жидкости выше 20 МПа корпуса гидроцилиндров изготавливают из ковanej стали с $\sigma_{\text{вр}} = 100\text{--}120$ МПа; при давлении до 20 МПа – из стальных труб с $\sigma_{\text{вр}} = 60\text{--}80$ МПа; при давлениях до 15 МПа – из чугунного литья с $\sigma_{\text{вр}} = 40$ МПа; при давлении ниже 10 МПа можно использовать алюминиевые трубы или литье из серого чугуна с $\sigma_{\text{вр}} = 25$ МПа.

Штоки и поршни гидроцилиндров изготавливают из стальных поковок.

Гидравлические цилиндры в процессе эксплуатации под действием рабочего давления в них и внешней нагрузки работают как сжато-изогнутые балки переменного сечения.

На практике наиболее часто встречается случай нагружения шарнирно-закрепленного гидроцилиндра продольной сжимающей силой F , направленной по оси цилиндра. При некотором значении продольной сжимающей силы $F = F_{\text{кр}}$ в цилиндре может возникнуть прогиб, который при дальнейшем незначительном увеличении нагрузки может привести к разрушению гидроцилиндра.

Допускаемая (эксплуатационная) нагрузка из условий устойчивости

$$F_3 = \frac{F_{\text{кр}}}{K \cdot n_u}, \quad (2.16)$$

где K – коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в гидросистеме $K = 1,15$; n_u – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от материала и назначения цилиндра, не менее 1,5–2,0 – для стали; 2–4 – для алюминиевых сплавов; 4–5 – для чугуна.

Критическая сила может быть определена по формуле Эйлера

$$F_{\text{кр}} = C \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2}, \quad (2.19)$$

где E – модуль упругости материала; $E = 22 \cdot 10^4$ МПа; l – полная длина цилиндра с выдвинутым штоком; C – коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока ($C = 2$).

Момент инерции цилиндра:

$$J = \frac{\pi(D_n^4 - D^4)}{64}, \quad (2.20)$$

где D_n – наружный диаметр цилиндра; D – внутренний диаметр цилиндра.

Подставив в формулу 2.16 значение критической силы $F_{\text{кр}}$, найденное по формуле (2.19), можно определить допустимую нагрузку из условия устойчивости.

Из условия устойчивости гидроцилиндра определяют допустимое давление жидкости в цилиндре

$$p_{\text{доп}} = \frac{F_2}{F_{\text{ц}}} = \frac{4F_2}{\pi \cdot D^2},$$

где $F_{\text{ц}}$ – площадь гидроцилиндра. Если $p_{\text{раб}} \leq p_{\text{доп}}$, то цилиндр устойчив.

3. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМОТОРОВ

В практике применения гидромоторов в гидросистемах заданными параметрами для их выбора являются крутящий момент $M_{\text{кр}}$ и скорость вращения ротора. При этом выбирают тот гидромотор, у которого номинальные значения крутящего момента и скорости вращения наиболее близки по величине заданным $M_{\text{кр}}$ и n .

Расход жидкости, подаваемой в гидромотор, необходимый для обеспечения заданной частоты вращения вала

$$Q = \frac{q \cdot n}{\eta_{об}},$$

где q – рабочий объем гидромотора; $\eta_{об}$ – объемный КПД.

Давление жидкости, поступающей в гидромотор, обеспечивающее величину заданного крутящего момента вала

$$p = \frac{2\pi \cdot M_{кр}}{q \cdot \eta_{мех}},$$

где $\eta_{мех}$ – механический КПД.

Рабочие объемы (определяются по заданию преподавателя) гидромоторов (паспортные данные), применяемых в гидросистемах машин лесной промышленности можно определить по следующим зависимостям:

шестеренный гидромотор

$$q = 2\pi \cdot D_n \cdot m \cdot b = 2\pi \cdot z \cdot m \cdot b = 2\pi \frac{D_n^2}{z} \cdot b.$$

Здесь D_n – начальная окружность шестерен; m – модуль зубчатого зацепления; z – число зубьев; b – ширина шестерен, м.

аксиально-поршневой гидромотор

$$q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot D_6 \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Здесь d – диаметр поршня (цилиндра), м; $h = D_6 \cdot \operatorname{tg} \gamma$ – ход поршня, м; D_6 – диаметр окружности расположения поршней, м; γ – угол наклона упорного диска к оси блока цилиндров; z – число поршней.

Таблица 3.1

Гидромоторы

Марка гидромотора	Рабочий объем, см ³	Номинальное давление, МПа	Номинальный крутящий момент, НМ	Скорость вращения, об /мин	КПД		
					Механический	Объемный	Полный
Шестеренные							
ГМШ-32	32	16	70,89	239	0,82		0,8
ГМШ-100	100	16	216,46	239	0,8		0,8
Аксиально-поршневые							
Г15-21	8,55	5	6	1000	0,895	0,95	0,85
Г15-22	17,1	5	12,5	1000	0,895	0,95	0,85
Г15-23	34,2	5	25	1000	0,895	0,95	0,85
Г15-24	68,4	5	50	1000	0,895	0,95	0,85
Г15-25	137,0	5	100	1000	0,9	0,96	0,86
Г15-26	274,0	5	200	1000	0,9	0,96	0,86
11М-1,5	9	10	12	2200		0,95	0,93
М-2,517	32	10	42	1500		0,95	0,93
11М-5	71	10	105	1440		0,95	0,93
11М-10	142	10	210	1440		0,97	0,93
11М-20	251	10	370	1440		0,97	0,93

4. ПОДБОР ТРУБОПРОВОДОВ

Функциональная связь гидроагрегатов в системе гидропривода осуществляется с помощью трубопроводов различной конструкции. Несмотря на относительную простоту этих элементов, от их правильного выбора зависит надежность работы гидропривода. Большая часть трубопроводов и присоединительной арматуры нормализованы.

Соединительный гидропривода разделяют на 3 участка: всасывающий, напорный и сливной трубопроводы. Всасывающим трубопроводом принято называть участок трубопровода гидропривода соединяющий насос с баком. Участок трубопровода, по которому жидкость от насоса поступает в гидравлический двигатель, называют напорным или нагнетательным; участок трубопровода, по которому жидкость отводится из рабочей полости гидродвигателя в резервуар, – сливным.

К напорному трубопроводу относят также все трубопроводы, находящиеся под рабочим давлением.

Основной характеристикой трубопровода является его условный проход (номинальный внутренний диаметр). Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров всасывающего, сливного и напорного трубопроводов являются: рабочее давление p_p , расход гидродвигателя Q , скорости движения рабочей жидкости во всасывающем $v_{вс}$, в напорном v_n и сливном $v_{сл}$ трубопроводах.

4.1. Определение расхода

Заданными параметрами для определения расхода являются скорость движения поршня v или время t , необходимое для совершения рабочего хода S поршня.

При подаче жидкости в бесштоковую полость гидроцилиндра расход

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{S}{t}, \quad (4.1)$$

где D – диаметр гидроцилиндра.

При подаче жидкости в штоковую полость расход определяют по формуле

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{S}{t}, \quad (4.2)$$

здесь d – диаметр штока.

Подача насоса должна быть больше расхода, обеспечивающего требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя, на величину потерь расхода и принимается равной $Q_n = (1,05 - 1,11) \cdot Q$.

4.2. Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах

При выборе диаметра трубопровода необходимо учитывать рекомендацию СЭВ РС 3644–72, регламентирующую скорости потоков рабочей жидкости в трубопроводах в зависимости от их назначения и номинального давле-

ния. В трубопроводах гидропривода рекомендуются следующие величины скоростей:

- во всасывающем — 1,5 м/с;
- в нагнетательном — 3–5 м/с;
- в сливном — 2 м/с.

4.3. Расчет геометрических размеров трубопроводов

При известном расходе и допустимой для соответствующего трубопровода скорости движения жидкости, условные проходы (внутренние диаметры) определяются по формулам:

$$\text{для всасывающего трубопровода} \quad D_{y.вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot v_{вс}}}; \quad (4.3)$$

$$\text{для нагнетательного трубопровода} \quad D_{y.н} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot v_n}}; \quad (4.4)$$

$$\text{для сливного трубопровода} \quad D_{y.сл} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot v_{сл}}}. \quad (4.5)$$

Полученные значения диаметров трубопроводов округляют до ближайшего большего по ГОСТ 12447–80.

После принятия окончательного (по ГОСТ 12447–80) значения диаметров всасывающего, нагнетательного и сливного трубопроводов определяют величины фактических скоростей движения жидкости в них по формулам:

$$v_{вс} = \frac{4Q_n}{\pi \cdot D_{y.вс}^2}; \quad v_n = \frac{4Q_n}{\pi \cdot D_{y.н}^2}; \quad v_{сл} = \frac{4Q_n}{\pi \cdot D_{сл}^2}. \quad (4.6)$$

В гидроприводе применяют жесткие и гибкие трубы. Наиболее распространены в гидроприводе стальные, бесшовные, холоднотянутые и холоднокатанные жесткие трубы (ГОСТ 8734–58) при $D_y < 30$ мм; горячекатанные, изготовленные из стали 10 и 20 по ГОСТ 1050-60 при $D_y > 30$ мм.

Для дренажных линий и линий управления при давлении до 6,4 МПа применяют тонкостенные трубы медные (ГОСТ 617–72) и из алюминиевых сплавов (ГОСТ 1845–73), а при давлениях до 0,6 МПа – винипластовые трубы по ТУ МХТ 4251–54.

Минимально допустимую толщину стенки δ трубопровода определяют по формуле

$$\delta = \frac{\pi \cdot d}{2\sigma_{\text{вр}}} \cdot K_6, \quad (4.7)$$

где d – диаметр трубопровода; K_6 – коэффициент безопасности: для участков изменяющимся давлением $K_6 \geq 2$, для участков с ненапряженным режимом работы $K_6 \geq 3$, при пульсациях и пиках давления $K_6 \geq 6$. Рекомендуют принимать $K_6 = 4$ –6; $\sigma_{\text{вр}}$ – предел прочности на растяжение (сопротивление на разрыв), указан в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Материал труб	Предел прочности на растяжение (МПа)
Медь красная марки МЗ	210
Алюминиевый сплав АМГ	220
Латунь Л62 отожженная	300
Алюминиевый сплав Д1	400
Сталь 20	400
Сталь 30 ХГСЛ	1200

Толщину стенки трубы δ не следует выбирать менее 0,8–1 мм для цветных металлов и 0,5 мм для сталей. Диаметры дренажных линий следует выбирать с большим запасом по расходу.

4.4. Соединения трубопроводов

Трубопроводы, из которых монтируют гидрولينии в гидроприводах, по конструкции можно разделить на жесткие и гибкие. Жесткие трубопроводы в основном изготовлены из стальных бесшовных холодноотянутых труб или из труб цветных металлов: медь или алюминий.

В гидроприводах применяют следующие типы соединений:

а) пайка (сварка) – в машиностроении применяется редко, только для трубопроводов, не подлежащих демонтажу;

б) соединение с развальцовкой используют для труб диаметром 30–35 мм. Соединение отличается простотой, но может применяться при давлении не более 30 МПа и имеет ограниченное число повторных демонтажей вследствие затвердения материала и порчи развальцованной части трубы;

в) соединение трубопроводов по внутреннему конусу применяется для гидросистем с рабочим давлением до 40 МПа при необходимости частого демонтажа гидролинии.

г) соединение трубопроводов с врезающим кольцом Г99 применяют для давлений до 16 МПа (специальное исполнение – до 40 МПа). Соединение простое по конструкции и обеспечивает надежную герметизацию при давлениях до 40 МПа;

д) фланцевое соединение трубопроводов применяется для стальных труб, диаметром свыше 40 мм.

Типы и размеры арматуры соединительных частей трубопроводов указаны в ГОСТ 16516–80.

Гибкие трубопроводы применяют для соединения элементов гидропривода, которые расположены на подвижных частях и могут перемещаться относительно друг друга. В качестве гибкого трубопровода в основном применяют резиноканевые рукава с металлической оплеткой. В зависимости от количества металлических оплеток рукава высокого давления делятся на три типа: 1 тип – с одной металлической оплеткой, рассчитанный на давление до 20 МПа; 2 тип – с двойной оплеткой, рассчитанный на давление до 30 МПа; 3 тип – с тройной оплеткой, применяется при внутреннем диаметре до 40 мм.

4.5. Выбор гидроаппаратуры

В соответствии с принципиальной гидравлической схемой подбирают аппаратуру и другие узлы гидропривода по их функциональному назначению и величине условного прохода в зависимости от рабочего давления p и величины расхода Q рабочей жидкости, отдавая предпочтение унифицированным изделиям, хорошо зарекомендовавшим себя в промышленности. Тип и марку отдельных элементов гидроаппаратуры выбирают (табл. 5.4) по давлению на их входе и фактическому расходу, проходящему через них.

В технических характеристиках гидроаппаратов указаны потери давления $\Delta p_{\text{ном}}$ при определенном (номинальном) расходе $Q_{\text{ном}}$. Как правило, не удастся подобрать гидроаппарат, у которого фактический расход $Q_{\text{ф}}$ соответствует $Q_{\text{ном}}$, следовательно, потери давления фактические $\Delta p_{\text{ф}}$ будут отличаться от номинальных $\Delta p_{\text{ном}}$. Определить фактические потери можно по формуле

$$\Delta p_{\text{ф}} = \Delta p_{\text{ном}} \cdot \left(\frac{Q_{\text{ф}}}{Q_{\text{ном}}} \right)^2.$$

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ И ОБЪЕМНЫХ ПОТЕРЬ

5.1. Определение потерь давления в гидроприводе

При движении жидкости по трубопроводам гидропривода, при прохождении жидкости через контрольно-регулирующую и распределительную аппаратуру возникают потери давления. Поэтому давление выбранного насоса должно быть достаточным для обеспечения необходимого усилия или крутящего момента гидродвигателя и преодоления потерь давления, возникающих в трубопроводах, клапанах, дросселях и т. д.

Суммарные потери давления Δp в гидросистеме определяют по зависимости

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_{\text{м}} + \sum \Delta p_{\text{га}}, \quad (5.1)$$

где $\sum \Delta p_{\text{тр}}$ – потери давления на гидравлическое трение в трубопроводах; $\sum \Delta p_{\text{м}}$ – потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов; $\sum \Delta p_{\text{га}}$ – потери давления в гидроаппаратуре.

Суммарные потери давления на гидравлическое трение

$$\sum \Delta p_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{тр.н}} + \Delta p_{\text{тр.ас}} + \Delta p_{\text{тр.сл}}, \quad (5.2)$$

где $\Delta p_{\text{тр.н}}$, $\Delta p_{\text{тр.ас}}$, $\Delta p_{\text{тр.сл}}$ – потери давления во всасывающем, напорном и сливном трубопроводах соответственно.

Потери давления на отдельных участках трубопроводов

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (5.3)$$

где ρ – плотность жидкости; λ – коэффициент гидравлического трения; D – внутренний диаметр трубопровода; l – длина участка трубопровода; v – скорость движения жидкости на рассматриваемом участке трубопровода.

Для определения коэффициента сопротивления трения предварительно определяют число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}, \quad (5.4)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; D – внутренний диаметр трубопровода, м; v – скорость движения жидкости.

При $Re > Re_{кр}$ режим движения – турбулентный, при $Re < Re_{кр}$ – ламинарный. Величина критического числа Рейнольдса зависит от конструктивной формы канала, наличия внешних возмущений и т. д. Значения критического числа Re для некоторых конструктивных форм трубопроводов, применяемых в гидроприводе, приведены в табл. 5.1.

Коэффициент гидравлического трения λ при ламинарном режиме движения определяют по следующим формулам:

для гладких труб и шлангов без резких сужений и изгибов

$$\lambda = \frac{75}{Re}; \quad (5.5)$$

для гибких рукавов, длиной до 700 мм

$$\lambda = \frac{85}{Re}. \quad (5.6)$$

Таблица 5.1

Значения критических чисел Re

Форма канала	$Re_{кр}$
Круглые гладкие трубы	2000–2300
Гибкие шланги	1200
Окна цилиндрических золотников	260
Плоские и конусные клапаны	20–100
Распределительные краны	550–570

При турбулентном движении при числах Рейнольдса $2300 < Re < 20 \frac{D}{\Delta}$ коэффициент сопротивления для стальных труб по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (5.7)$$

Величина абсолютной шероховатости Δ для трубопроводов, изготовленных из различных материалов, указана в табл. 5.2.

При турбулентном режиме движения в зоне доквадратичного сопротивления, т. е. при $20 \frac{D}{\Delta} < Re < 500 \frac{D}{\Delta}$, коэффициент сопротивления трения определяют по формуле А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot \Delta}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (5.8)$$

Таблица 5.2

Абсолютная шероховатость для трубопроводов из различных материалов

Материал труб	Значение Δ , мм
Чугунное литье	0,25
Стальные холоднокатаные и холоднокатаные ГОСТ 8734-58	0,04
Стальные горячекатаные ГОСТ 8732-70	0,04
Медные, латунные, свинцовые	0,0015–0,01
Алюминиевые и из алюминиевых сплавов, холоднокатаные	0,0015–0,06
Стекланные	0,0015–0,01
Рукава и шланги резиновые	0,03

В зоне автомодельности (режим турбулентный) при $Re > 500 \frac{D}{\Delta}$ коэффициент сопротивления трения определяют по формуле Б. Л. Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0,25}. \quad (5.9)$$

Потери давления в отдельных местных сопротивлениях, входящих в суммарные $\sum \Delta p_m$ (см. формулу (5.1)), определяют по формуле

$$\Delta p_m = \xi \cdot \rho \cdot b \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (5.10)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, численное значение которого может быть взято из справочной и учебной литературы [1, 2, 8], некоторые значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в табл. 5.3; v – скорость в сечении за местным сопротивлением; b – поправочный коэффициент, определяемый из рис. 2.3.

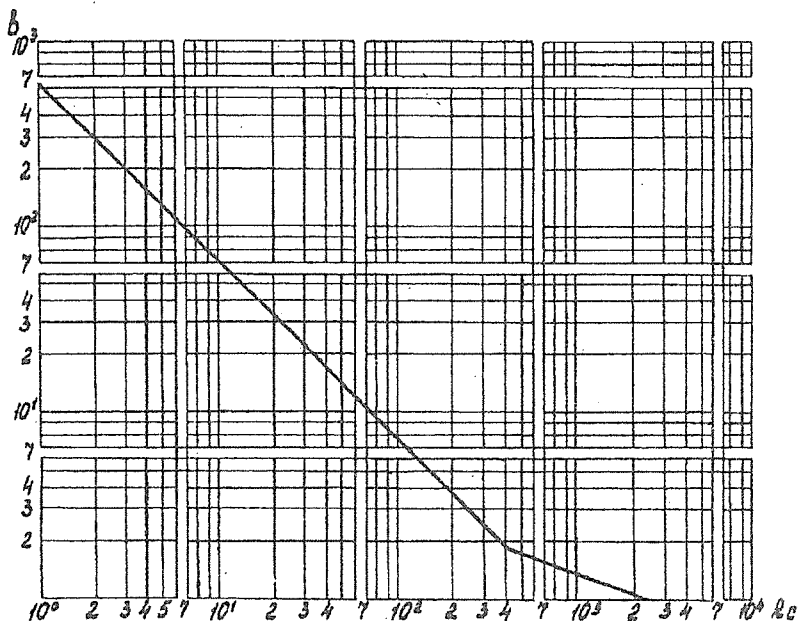


Рис. 2.3. Зависимость поправочного коэффициента b от числа Рейнольдса

При определении местных потерь давления считаем, что структурная схема гидропривода известна, тип и число местных сопротивлений можно определить на каждом участке гидропривода по схеме. При этом необходимо учитывать все повороты трубопровода, изменение сечения трубопроводов, установку контрольно-регулирующей, распределительной аппаратуры и других элементов гидропривода.

Таблица 5.3

Значения коэффициентов местных сопротивлений
для клапанов и соединений

Тип сопротивления	ξ_m
Шаровой клапан	15,0
Обратный клапан открытия	2,5
Колено 180	2,2
Стандартный тройник	1,8
Стандартное колено	0,9
Колено со средним радиусом изгиба	0,75
Колено с большим радиусом изгиба	0,60
Колено 45°	0,4
Вентиль, полностью открытый	0,19
Вентиль, закрытый на 1/4	1,05
Вентиль, закрытый на 1/2	5,6
Вентиль, закрытый на 3/4	24,0
Для гнутых труб, радиус которых равен (2,5-4-5,0)D	0,3
T-образный тройник	1,5

Таблица 5.4

Потери давления в гидроаппаратуре

Типоразмер	Наименование аппаратуры	Расход, л/мин	Потери давле- ния, 10^5 Н/м^2
1	2	3	4
Г-54	Напорный клапан	3-35	2,5
Г 54-14		3-70	1,3
Г 54-15		8-140	3,0
БГ 54-13		8-35	5,3
БГ 54-14		8-17	3,5
Г 56-23	Клапан давления с обратным клапаном	3-35	2,4
Г 66-24		3-70	2,5
БГ 66-24		8-35	3,5
БГ 66-24		8-70	3,7
Г 51-21	Обратный клапан	8,0	2,0

Окончание табл. 5.4

1	2	3	4
Г 51-22	Обратный клапан	18	2,0
Г 51-23		35	2,0
Г 51-24		70	2,0
Г 51-25		140	1,5
Г 51-26		280	1,5
Г 51-27		560	1,5
Г 53-14	Распределительная панель	70	3,0
Г 53-16		140	3,0
Г 77-11	Дроссель	212	2,5
Г 77-14		70	3,5
ФП ОСТ2	Фильтр приемный	320	0,07
ФВСМ	Фильтр приемный	320	0,07
ФС	Фильтр сливной	400	1,0
С42-5	Фильтр напорный	100	1,0
ГОСТ 16026-80	Фильтр напорный	160	0,3
ГОСТ 21329-75	Фильтр напорный целевой	40	1,0
ФГМ32	Фильтр напорный	400	1,2
ФМ	Фильтр напорный	400	0,25

Потери давления в гидроаппаратуре $\sum \Delta p_{\text{г}}$, входящие в уравнение (5.1), определяют как сумму потерь давления в отдельных гидроаппаратах, установленных в нагнетательном, сливном и всасывающем трубопроводах. Порядок выбора гидроаппаратуры и определения потерь давления, возникающих при прохождении через них жидкости, приведен в параграфе 4.5.

5.2. Определение объемных потерь в гидроприводе

Объемные потери в гидроприводе происходят вследствие утечек жидкости через зазоры в элементах гидропривода. Примерами объемных потерь могут служить утечка жидкости в рабочем цилиндре между стенками цилиндра и поршнем, в золотниковом гидрораспределителе.

Общие объемные потери в гидроприводе складываются из потерь в насосе q_n , потерь в гидродвигателе $q_{\text{гд}}$, которые в зависимости от типа гидродвигателя являются потерями в гидроцилиндре $q_{\text{гд}} = q_{\text{гм}}$, потерь в золотниковом распределителе q_3

$$\Delta Q = q_n + q_{\text{гд}} + q_3. \quad (5.11)$$

Приближенно величину объемных потерь можно выразить через удельную утечку σ , представляющую собой потери расхода ($\text{см}^3/\text{мин}$), приходящиеся на единицу давления (1 МПа),

$$\Delta Q = \sigma_n p_n + \sigma_{\text{ц}} p_{\text{ц}} + \sigma_z p_z, \quad (5.12)$$

где $\sigma_n = \sigma_{\text{гм}}$ — удельная утечка жидкости в насосе (гидромоторе) принимается равной 0,3–0,5 $\text{см}^3/\text{мин}$ МПа; σ — удельная утечка жидкости в гидроцилиндре изменяется в пределах 0,013–0,016 $\text{см}^3/\text{мин}$ МПа; σ — удельная утечка жидкости в золотниковом распределителе, равная 0,015–0,017 $\text{см}^3/\text{мин}$ МПа; p_n — давление, развиваемое насосом; $p_{\text{ц}}$ — давление в гидроцилиндре или гидромоторе, равное рабочему p ; p_z — давление в золотниковом распределителе, принимаемое равным p .

6. ВЫБОР НАСОСА

Объемный насос, применяемый в гидроприводе, предназначен для преобразования энергии привода в энергию жидкости в виде давления и подачи жидкости в гидродвигатель, он создает усилие (крутящий момент) на рабочем органе и обеспечивает скорость его движения. Выбор насоса производят по давлению

$$p_n = p + \Delta p$$

и расходу

$$Q_n = Q + \Delta Q,$$

где Δp и ΔQ — потери давления и расхода; p и Q — рабочее давление и расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр (параграф 4.1) или гидромотор (п. 3).

Для определения марки насоса и его технических параметров пользуются справочной литературой /1/ или табл. 6.1.

Таблица 6.1

Насосы

Марка насоса	Подача, л/мин	Номинальное давление, МПа	Скорость вращения, об/мин	КПД		
				Объемный	Механический	Полный
Шестеренные						
НШ-10	21	16	2400	0,92	0,9	0,82
НШ-32	68,6	16	2400	0,94	0,91	0,85
НШ-40	55,2	16	1500	0,92	0,9	0,82
НШ-50	107,2	16	2400	0,92	0,9	0,82
НШ-71	153	6	2400	0,94	0,91	0,85
НМШ-25	31,9	1,6	1400	0,89	0,9	0,8
Пластинчатые						
Г 12-21	12	6,3	1440	0,71		0,66
Г 12-22	24,6	6,3	1440	0,79		0,77
Г 12-23	49,8	6,3	1440	0,88		0,82
Г 12-24	70	6,3	950	0,86		0,75
Г 12-25	139,2	6,3	950	0,9		0,7
Аксиально-поршневые						
Г13-3М	100	16	1500	0,96		0,87
2Г15-1	134(200)	6,3	960(1440)	0,96		0,86

7. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРА

Задачей расчета пневмогидравлического аккумулятора является определение конструктивной (полной) его вместимости V_0 и полезного объема жидкости, под которым понимают объем жидкости, вытесняемой газом из аккумулятора в процессе полной его разрядки при понижении давления газа в заданном диапазоне.

Расчет параметров пневмогидравлического аккумулятора проводят в соответствии с уравнением состояния газа:

$$p \cdot V_n = R \cdot T, \quad (7.1)$$

где V_n – полезный объем полезный объем аккумулятора.

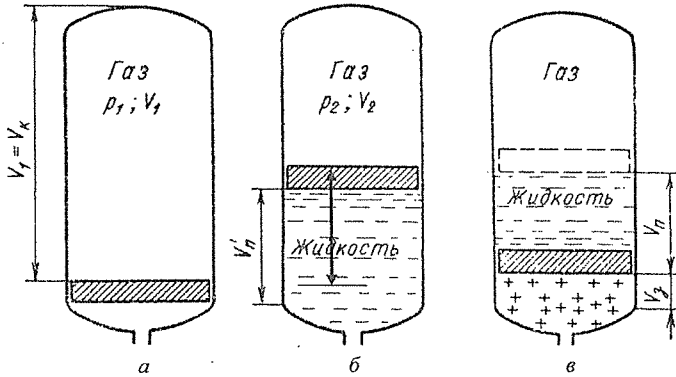


Рис. 7.1. Расчетная схема пневмогидравлического аккумулятора

Обозначим (рис. 7.1) V_0 — общий объем аккумулятора; V_1 — объем газа до заполнения (зарядки) аккумулятора жидкостью при давлении p_{\min} ; $V_2 = V_r$ — объем газа в конце зарядки при давлении p_{\max} ; V_n — полезный объем жидкости, равный изменению объема газа при зарядке (разрядке) аккумулятора:

$$V_n = V_1 - V_2. \quad (7.2)$$

С другой стороны объем жидкости, вошедший в аккумулятор при зарядке, зависит от расхода и времени зарядки:

$$V_n = Q \cdot t,$$

где Q — подача насоса; t — время зарядки, равное 10–15 с.

При изотермическом процессе $V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2}$. (7.3)

Тогда полезный объем $V_n = V_1 - V_2 = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right)$. (7.4)

Для политропного процесса $V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/\gamma}$. (7.5)

Тогда полезный объем $V_n = V_1 - V_2 = V_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/\gamma}\right)$. (7.6)

Показатель политропы n зависит от условий работы аккумулятора (теплообмен, продолжительность разрядки). В качестве среднего значения можно принять показатель политропы, равным 1,3.

Минимальное давление газа в аккумуляторе

$$p_{\min} = p - \Delta p_{\text{н-ак}}, \quad (7.7)$$

где p – рабочее давление в гидродвигателе; $\Delta p_{\text{ак-гд}}$ – потери давления на участке аккумулятор – гидродвигатель.

Диапазон изменения давления обычно выбирают в пределах

$$\frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\max}} \leq 0,15. \quad (7.8)$$

Для обеспечения надежной работы гидросистемы необходимо иметь количество жидкости в аккумуляторе несколько больше полезного объема

$$V_{\text{ж}} = V_{\text{н}} + \beta \cdot V_{\text{н}}, \quad (7.9)$$

где β – коэффициент, равный 1,2–1,5.

Полный объем аккумулятора $V_0 = V_{\text{ж}} + V_{\text{г}}$, причем $V_{\text{г}} = V_2$.

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Полный КПД гидропривода

$$\eta = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{м}}. \quad (8.1)$$

Гидравлический КПД, учитывающий гидравлические потери в гидросистеме,

$$\eta_{\text{г}} = \frac{p}{p_{\text{н}}} = \frac{p_{\text{н}} - \Delta p}{p_{\text{н}}}, \quad (8.2)$$

где $p_{\text{н}}$ – давление, развиваемое насосом; p – давление в гидродвигателе; Δp – потери давления в гидросистеме (см. параграф 5.1).

Объемный КПД гидропривода, учитывающий потери расхода жидкости в насосе, гидроцилиндре (гидромоторе) и золотниковом распределителе

$$\eta_r = \frac{Q_n - \Delta Q}{Q_n}, \quad (8.3)$$

где Q_n – подача насоса; ΔQ – объемные потери (см. параграф 5.2).

Механический КПД гидропривода, учитывающий потери мощности в насосе и гидродвигателе

$$\eta_m = \eta_{m.n} \cdot \eta_{m.гд}, \quad (8.4)$$

где $\eta_{m.n}$ – механический КПД насоса, определяемый из технических характеристик выбранного насоса; $\eta_{m.гд}$ – механический КПД гидродвигателя.

Если в качестве гидродвигателя используется гидромотор, то $\eta_{m.гд}$ гидромотора определяют из технических характеристик выбранного гидромотора (см. главу 3).

Механический КПД гидроцилиндра, учитывающий потери на механическое трение в гидроцилиндре (см. параграф 2.8, формула (2.21),

$$\eta_{m.гд} = \frac{F - T_{тр}}{F}, \quad (8.5)$$

где $T_{тр}$ – потери на механическое трение в гидроцилиндре; F – полезная нагрузка, приведенная к штоку поршня гидроцилиндра.

9. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

Источниками тепловыделения в гидросистеме являются насосы, трубопроводы, гидроаппаратура и гидродвигатели. Причиной разогрева масла являются потери мощности на преодоление гидравлического сопротивления (гидравлические потери) в трубопроводах и гидроаппаратах и механического трения (механические потери) в насосе и гидродвигателе. Все потери мощности в конечном итоге превращаются в тепло, которое аккумулируется рабочей жидкостью.

На тепловой режим гидропривода оказывает значительное влияние объем бака, так как его стенки рассеивают выделяемое в гидроприводе тепло.

Целью теплового расчета является определение размеров резервуара, необходимых для обеспечения выбранной температуры жидкости, уточнение поверхности теплоотдачи и объема гидробака, выявление необходимости применения теплообменника.

Предполагая, что основная теплопередача осуществляется через поверхность бака, температуру жидкости T_p , установившуюся при длительной работе гидропривода, определяют по формуле

$$T_p = \frac{\Delta N}{k \cdot F} + T_{\text{окр.ср}}, \quad (9.1)$$

где ΔN – потери мощности в гидроприводе, Вт; F – площадь поверхности бака, через которую осуществляется теплопередача, м^2 ; k – коэффициент теплопередачи от бака к окружающему воздуху; при отсутствии интенсивной циркуляции воздуха вблизи стенок бака коэффициент $k = 17,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$; при обдуве стенок бака струей воздуха $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$.

Количество теряемой в гидроприводе мощности, Вт

$$\Delta N = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} \cdot (1 - \eta), \quad (9.2)$$

где p_n – номинальное давление насоса, Па; Q_n – номинальная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; η_n – КПД насоса; η – общий КПД гидропривода.

Используя соотношение (9.1), определяют площадь поверхности бака, м^2 , через которую происходит отвод тепла,

$$F = \frac{\Delta N}{k \cdot \Delta T}, \quad (9.3)$$

где ΔT – превышение установившейся температуры масла в баке над температурой окружающей среды, $\Delta T = T_p - T_{\text{окр.ср}}$. Для безопасной работы гидропривода установившаяся температура масла в баке T_p не должна превышать 55°C .

Наиболее распространены гидробаки, имеющие форму параллелепипеда. Площадь теплоотдачи таких баков связана с их объемом зависимостью, м²,

$$F_6 = 0,064 \cdot \sqrt[3]{V_6^2}, \quad (9.4)$$

где V_6 — емкость гидробака, л.

Используя полученную по формуле (9.3) величину площади бака, его объем определяют в соответствии с зависимостью (9.4), учитывая, что жидкость заполняет приблизительно 0,8 высоты бака. При этом необходимо руководствоваться следующими правилами [2]:

для стационарных машин, работающих в помещении без искусственного охлаждения, емкость бака принимается равной двух- трехминутной производительности насоса и должна быть, по крайней мере, в три раза больше объема масла, циркулирующего в гидросистеме;

для стационарных машин, работающих на открытом воздухе, емкость бака принимается равной не менее минутной производительности насоса;

Для улучшения теплопередачи рекомендуется выполнять наружные стенки бака с ребрами, значительно увеличивающими площадь теплоотдачи, всасывающий и сливной трубопроводы располагать дальше друг от друга и разделять всасывающий и сливной отсеки перегородкой.

При невозможности разметить бак с размерами, полученными из расчета, предусматривают применение воздушных или водяных теплообменников, в которых коэффициент теплопередачи может увеличиваться в 7–10 раз (для поверхности радиатора или змеевика). Поскольку при применении водяных теплообменников происходит большой расход воды и не исключена опасность попадания воды в масло, в станках чаще применяют воздушные теплообменники.

10. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Разработка принципиальной гидравлической схемы. Выполнение графической части проекта начинается с проработки принципиальной гидравлической схемы, в которой должны быть отражены усовершенствования, внесенные в структуру гидравлического привода или в конструкцию узла.

При составлении принципиальной схемы необходимо предусмотреть использование защитных, блокирующих и регулирующих устройств, чтобы обеспечить надежность, безопасность и долговечность проектируемой системы. При этом схема должна содержать минимальное количество элементов.

Оформление графической части. При разработке гидравлической схемы следует помнить, что все гидравлические элементы и аппараты изображают в исходном положении: пружины в состоянии предварительного сжатия, электромагниты в обесточенном состоянии и т. д.

Каждое гидравлическое устройство должно иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение. Порядковые номера присваивают в соответствии с последовательностью расположения элементов или устройств на схеме.

Рекомендуются следующие буквенные обозначения основных элементов, входящих в систему гидроавтоматики: устройство (общее обозначение) – А; гидроаккумулятор – АК; гидробак – Б; вентиль – ВН; гидродвигатель порворотный – Д; делитель потока – ДП; дроссель гидравлический или пневматический – ДР; клапан давления – КД; клапан выдержки времени – КВ; обратный клапан – КО; предохранительный клапан – КП; редукционный клапан – КР; гидромотор – ГМ; манометр – МН; насос – Н; насос аксиально-поршневой – НА; насос пластинчатый – НП; насос радиально-поршневой – НР; насос-мотор – НМ; пневмогидропреобразователь – ПГ; распределитель – Р; реле давления – РД; регулятор потока – РП; сумматор потока – СП; гидроусилитель – ГУ; дросселирующий гидрораспределитель – ДГ; фильтр – Ф; гидроцилиндр – ГЦ.

Порядковый номер проставляют после буквенного обозначения, например, ГЦ1, ГЦ2, ДР1, ДР2, КД1, КД2 и т. д.

Перечень элементов на принципиальной схеме выполняют в виде таблицы, помещая ее на листе с расстоянием от основной надписи не менее 12 мм или в виде самостоятельного документа на листе формата А4. Схемы выполняются без соблюдения масштаба.

Размеры условных графических обозначений гидравлических элементов и агрегатов, как правило, установлены стандартами. Если размеры в стандартах не определены, то графические обозначения изображают в размерах, в которых они выполнены в соответствующих стандартах на условные графические обозначения. Графические обозначения следует выполнять ли-

ниями той же толщины, что и гидравлические линии связи. При разработке принципиальной схемы полезно ознакомиться с рекомендациями, приведенными в /2/.

При выполнении чертежей следует руководствоваться стандартами.

На каждом листе вычерчивают штамп основной надписи. На чертежах общего вида проставляют габаритные размеры. Спецификация к конструкторским листам подшивается к расчетно-пояснительной записке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: справ. / В. К. Свешников. – М.: Машиностроение, 1995.
2. Каверзин, С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учеб. пособие / С. В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997.
3. Расчет гидропривода: метод. указания по курсовой работе для студентов МТФ, АТФ и ФНГТМ / сост. В. Г. Иванов. – Красноярск, КГТУ, 1999.
4. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. – М.: Издательский центр: «Академия», 2005. – 36 с.
5. Корнилов, В. В. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании / В. В. Корнилов. – М.: Машиностроение, 2002. – 223 с.
6. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 408 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Проектировочный расчет гидропривода	4
1.1. Общие сведения о гидроприводе и порядке его расчета	4
1.2. Содержание и последовательность этапов расчета гидропривода	5
2. Энергетический расчет гидропривода	6
2.1. Определение рабочего давления	6
2.2. Выбор рабочей жидкости	8
2.3. Определение силовых и кинематических величин, приведенных к выходному звену гидродвигателя	12
2.4. Определение максимальной скорости выходного звена	12
2.5. Определение скорости и ускорения выходного звена	13
2.6. Определение полной нагрузки на выходном звене гидродвигателя ...	14
2.7. Определение диаметра гидроцилиндра	15
2.8. Уточненный расчет основных параметров гидроцилиндра	16
2.9. Расчет гидроцилиндра на прочность и устойчивость	22
3. Выбор и расчет параметров гидромоторов	24
4. Подбор трубопроводов	26
4.1. Определение расхода	27
4.2. Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах	27
4.3. Расчет геометрических размеров трубопроводов	28
4.4. Соединения трубопроводов	29
4.5. Выбор гидроаппаратуры	30
5. Определение потерь давления и объемных потерь	31
5.1. Определение потерь давления в гидроприводе	31
5.2. Определение объемных потерь в гидроприводе	36
6. Выбор насоса	37
7. Расчет параметров пневмогидроаккумулятора	38
8. Определение коэффициента полезного действия	40
9. Тепловой расчет гидропривода	41
10. Составление принципиальной гидравлической схемы	43
Библиографический список	45

Учебное издание

ГИДРОПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СТАНКОВ И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ

Методические указания

Составили:

**Вихорева Маргарита Ивановна
Куликова Наталья Петровна**

Печатается в авторской редакции
Оформление Н. Н. Вохман

Подп. в печать 27.12.2007. Формат 60×84/16. Бумага тип. № 1. Офсетная печать.
Усл. печ. л. 2,6. Уч.-изд. л. 2,25. Тираж 100 экз. Заказ 865. С 26/8

Сибирский федеральный университет; Политехнический институт
660074, Красноярск, ул. Киренского, 26

Отпечатано в типографии Политехнического института СФУ
660074, Красноярск, ул. Киренского, 28