

Южно-Уральский государственный университет
Миасский машиностроительный факультет
Кафедра «Гидравлика и теплотехника»

Елюкин Н.Н.

Расчет и проектирование объемных гидроприводов

Учебное пособие

г. Миасс 2011

Содержание

ВВЕДЕНИЕ

1. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СХЕМ ГИДРОПРИВОДА

- 1.1. Выбор способа регулирования
- 1.2. Выбор распределителя, напорного клапана и делителя потока
- 1.3. Выбор фильтра и места его установки
- 1.4. Использование гидроаккумулятора
- 1.5. Выбор рабочей жидкости

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

- 2.1. Подбор гидроаппаратуры
- 2.2. Определение действительных перепадов давлений

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРОПРИВОДА

- 4.1. Определение КПД при постоянной нагрузке
- 4.2. Определение КПД при работе в циклическом режиме

5. РАСЧЕТ ОБЪЕМА ГИДРОБАКА

6. ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА

7. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

- 7.1. Варианты исходных данных
- 7.2. Гидравлические схемы приводов

Список рекомендуемой литературы

Приложение 1. Образец титульного листа курсовой работы

Приложение 2. Образец задания на курсовую работу

Приложение 3. Греческий алфавит

Приложение 4. Переводные множители для некоторых метрических единиц измерения в единицы измерения СИ

Приложение 5. Технические характеристики насосов и гидромоторов

Введение

Учебное пособие составлено с целью помочь студентам при выполнении курсовой работы по объемному гидроприводу.

Курсовая работа по гидроприводу предусматривает цель углубить и расширить познания студентов в области гидравлики, объемных гидромашин и гидроприводов, научить их принимать правильные инженерные решения, обоснованные расчетами, а также помочь изучить соответствующую научно-техническую литературу, а также выработать навыки в составлении расчетно-пояснительной записки и подготовить студента к выполнению дипломного проекта с элементами гидроприводов.

При выполнении курсовой работы должны быть рассмотрены следующие вопросы: обоснование принимаемой схемы и анализ ее работы, обоснование выбираемого давления, расчет параметров насосов, гидродвигателей, гидрочерпанов и выбор гидроаппаратуры; обоснование и расчет диапазона регулирования; расчет полного КПД и эффективности использования приводного двигателя. Состав работы: расчетно-пояснительная записка (25-30 листов), чертеж гидромашин или гидроаппаратуры (согласно варианта задания).

Пояснительная записка должна содержать следующие составные части:

- 1) титульный лист (см. приложение);
- 2) задание, выданное и утвержденное преподавателем (см. приложение 2);
- 3) содержание;
- 4) введение;
- 5) основную часть;
- 6) заключение;
- 7) список литературы;
- 8) сборочные и рабочие чертежи элементов гидропривода.

Все расчеты в пояснительной записке должны сопровождаться необходимыми пояснениями. Расчетные формулы необходимо размещать по центру строки. Если при дальнейшем изложении требуется ссылка на ту или иную формулу, то с ее правой стороны указывается номер. Формулы также необходимо пояснять. Рисунки в пояснительной записке размещаются с обязательным указанием порядкового номера и наименования под ними. Таблицы нумеруются с левой стороны, по центру указывается название таблицы. Все буквенные обозначения, впервые употребляемые в записке, должны поясняться. Правила оформления текстовой части более подробно указаны в [16].

При использовании численных значений тех или иных величин из справочников или другой литературы должна быть сделана ссылка на соответствующий литературный источник с указанием страницы. При получении искомой величины, необходимо указать ее размерность.

Тип гидропривода, его схема и исходные данные задаются преподавателем.

Гидравлический привод современных строительных и дорожных машин сложен и проведение расчета всего привода в полном объеме требует значительных усилий и затрат времени, поэтому для учебных целей в качестве заданий предлагаются отдельные части от полной схемы гидропривода какой-либо машины, предназначенные для выполнения отдельных функций. Например, из полной гидравлической схемы пожарной автолестницы, одному студенту предлагается спроектировать и рассчитать гидропривод подъема стрелы, другому - привод выдвижения стрелы, третьему - привод поворота стрелы и т.д.

Перед выполнением задания рекомендуется внимательно ознакомиться с пояснениями, данными в последующих разделах. В данном учебном пособии приведены необходимые указания к выполнению всех разделов работы и даны ссылки на справочную литературу. Оно дополняет материал, излагаемый на лекциях.

Для удобства пользования текстовым материалом, изложенным в методических указаниях, ниже приводится список используемых сокращений и обозначений основных переменных величин и параметров. Размерность всех физических величин приведена в международной системе СИ:

P - давление в гидросистеме, Па;

P^* - давление номинальное, Па;

P_H - давление, развиваемое насосом, МПа;

P_1 - давление в поршневой полости гидроцилиндра, МПа;

P_2 - давление в штоковой полости гидроцилиндра, МПа;

$P_{ДВ}$ - перепад давлений на гидромоторе, МПа;

$\Delta P_{зол 1}$ и $\Delta P_{зол 2}$ - перепады давлений на гидрораспределителе, МПа;

ΔP_1 и ΔP_2 - перепады давлений в трубах l_1 и l_2 , МПа;

$\Delta P_{др}$ - перепад давления на дросселе, МПа;

ΔP_{ϕ} - перепад давления на фильтре, МПа;

Q - расход жидкости, л/мин;

Q^* - номинальный расход жидкости, л/мин;

Q_H - подача насоса, л/мин;

$Q_{ДВ}$ - расход жидкости, поступающей в гидромотор, МПа;

$Q_{ц 1}$ - расход жидкости, поступающий в поршневую полость, л/мин;

$Q_{ц 2}$ - расход жидкости из штоковой полости, л/мин;

$\Delta Q_{\text{Ц}}$ - утечки жидкости в силовом цилиндре;
 $\Delta Q_{\text{зол}}$ - утечки в золотнике;
 $\Delta Q_{\text{ПК}}$ - утечки через предохранительный клапан;
 $\Delta Q_{\text{ДВ}}$ - утечки жидкости в гидромоторе, МПа;
 $v_{\text{ПР}}$ - скорость поршня при рабочем ходе, м/с;
 $v_{\text{ПХ}}$ - скорость поршня при холостом ходе, м/с;
 $v_{\text{РЖ}}$ - скорость рабочей жидкости, м/с;
 D - диаметр поршня, м;
 d - диаметр штока, м;
 d_{T} - внутренний диаметр трубопровода, м;
 R - усилие на штоке, кН;
 T - сила трения, приложенная к поршню, кН;
 $T_{\text{М}}$ - температура масла в гидросистеме, °С;
 $T_{\text{О}}$ - температура окружающей среды, °С;
 F_1 - площадь поршня со стороны поршневой полости, м²;
 F_2 - площадь поршня со стороны штоковой полости, м²;
 S - ход поршня гидроцилиндра, мм;
 $M_{\text{КР}}$ - момент на валу гидромотора, Н м;
 n - число оборотов вала гидродвигателя, об/мин;
 $t_{\text{Р}}, t_{\text{Х}}$ - время рабочего и холостого хода поршня, с;
 l_1, l_2 - длины трубопроводов, м;
 δ - толщина стенки гидроцилиндра, м;
 q - рабочий объем, см³;
 z - число гидродвигателей;
 ν - кинематическая вязкость масла, стокс;
 ω - угловая скорость вращения вала гидромотора, рад/с;
 λ - коэффициент гидравлического трения, безразмерный;
 $[\sigma]$ - допускаемые напряжения растяжения, МПа;
 η_0 - объемный КПД гидродвигателя;
 $\eta_{\text{М}}$ - механический КПД гидродвигателя.

1. Некоторые вопросы разработки схем гидропривода

При разработке схем гидропривода машин различного назначения, инженер исходит из возможности использования готовой гидравлической аппаратуры и агрегатов и рекомендаций по рациональному использованию возможностей объемного гидропривода (ГП). В связи с этим кратко остановимся на классификации наиболее распространенных схем ГП и на некоторых вопросах его проектирования.

Принципиальная гидравлическая схема грузоподъемных, строительно-дорожных машин разрабатывается на основе типовых схем, а именно:

- а) схемы ГП поступательного движения, в которых выходным элементом является гидроцилиндр (или поворотный гидродвигатель), перемещение поршня которого может осуществляться как без регулирования скорости, так без регулирования скорости перемещения, с фиксацией и без фиксации его положения;
- б) схемы ГП поступательного движения с последовательным включением гидроцилиндров, последовательность включения которых осуществляется с помощью гидравлических устройств, а управление осуществляется по пути, по нагрузке или по времени;
- в) схемы ГП поступательного движения с синхронизацией движения нескольких гидроцилиндров, синхронизация которых осуществляется с помощью регуляторов и делителей расхода и т.п. устройств;
- г) схемы ГП вращательного движения, в которых выходным элементом являются различные типы гидромоторов, соединенных параллельно, последовательно или независимо друг от друга и запитанных от одного или нескольких насосов.

В названных схемах ГП могут использоваться различные типы насосов, которые должны работать эффективно в данных условиях эксплуатации.

Вышеприведенный перечень типовых схем, безусловно, не является полным, но дает возможность использовать типовую схему, исходя из общих принципов работы того или иного механизма.

Принципиальная схема ГП определяет состав его элементов и связи между ними, дает детальное представление о принципах работы ГП. Элементы на схеме изображаются с помощью стандартных условных графических обозначений [14, с.495], [7, с.15]. Рекомендуемые соотношения размеров условных обозначений гидрооборудования можно найти в [7, с.12]. Основанием для разработки принципиальной схемы ГП являются требования к гидроприводу и условия его работы.

При разработке гидравлической схемы рекомендуется применять нормализованную аппаратуру, т.к. применение специальной гидроаппаратуры приводит к повышению стоимости гидропривода.

При расчете ГП необходимо задаваться давлением, которое обеспечивает заданное усилие или момент, а расход жидкости определяется скоростью или частотой вращения исполнительного механизма и геометрическими размерами гидродвигателя.

Величина давления определяет размеры элементов ГП: высокое давление уменьшает размеры, но требует дорогих насосов и высокой герметичности соединений.

Для определения оптимального давления, а также общей минимальной стоимости ГП при централизованном изготовлении его элементов на современном техническом уровне, был проведен ряд сравнительных исследований ГП различных машин. Результаты этих исследований показали, что в настоящее время в качестве рациональных приняты следующие значения рабочего давления (табл.1.1)

Таблица 1.1

Вид гидропривода	Рекомендуемое рабочее давление
ГП станочный	$P \leq 6,3$ МПа
ГП валочно-пакетирующих и трелевочных машин	$P = 10$ МПа
ГП грузоподъемных, строительно-дорожных машин	$P = 32 \dots 40$ МПа

На эти значения давлений и нужно ориентироваться. При этом следует помнить, что величина рабочего давления (МПа) может быть взята только из ряда номинальных давлений по ГОСТ 12445-80 [14, с.8]:

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	-	-	-	-	-

Выбор давления из указанного ряда обусловлен тем, что именно на эти давления ориентируются при разработке конструкций насосов, гидромоторов и всех других элементов гидропривода.

Исходя из заданной скорости (частоты вращения) перемещения рабочего органа номинальный расход Q^* (л/мин), выбирают по ГОСТ 13825 80[14, с.7]:

1	-	1.6	-	2.5	3.2	4	5	6.3	8
10	12.5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	320	400	500	630	800

1000	1250	1600	2000	2500	-	-	-	-	-
------	------	------	------	------	---	---	---	---	---

При правильно выбранном расходе общие потери давления в гидросистеме не должны превышать 5-6% от давления насоса.

После принятия решений по всем указанным выше пунктам, вычерчивается принципиальная схема ГП и составляется краткое описание его работы.

1.1. Выбор способа регулирования

В зависимости от требований, связанных с эксплуатацией машины, в гидроприводе могут применяться объемное и дроссельное регулирование скорости или сочетание этих способов. Объемное регулирование скорости осуществляется изменением подачи насоса или гидромотора в зависимости от рабочего объема, который изменяется автоматически или с помощью управляющих устройств. При дроссельном регулировании изменяются размеры проходных сечений дросселей или неполным включением золотников гидрораспределителя.

Выбор способа регулирования должен производиться с учетом оценки объемного и дроссельного регулирования по трем показателям: по нагрузочным характеристикам, КПД и стоимости элементов ГП.

Нагрузочная характеристика ГП выражает зависимость скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра, или вала гидромотора) от нагрузки на нем, т.е.

$$v = f_1(R) \text{ или } \omega = f_2(M_{KP}).$$

При этом значения рабочих объемов гидромашин (в случае объемного регулирования) или проходного сечения дросселя (в случае дроссельного регулирования) остаются неизменными. Нагрузочная характеристика отражает степень стабильности скорости выходного звена при изменяющейся нагрузке. По этому показателю оценка вариантов регулирования такова: наибольшей стабильностью обладают ГП с объемным регулированием, значительно хуже в этом отношении дроссельное регулирование.

ГП с объемным регулированием имеют существенно более высокий КПД по сравнению с ГП, у которых применено дроссельное регулирование.

Как видно, по двум важнейшим показателям - нагрузочным характеристикам и КПД - лучшие качества имеет ГП с объемным регулированием. В

отношении экономического показателя дело обстоит несколько иначе. Регулируемые насосы и гидромоторы более дорогостоящие, чем нерегулируемые. Поэтому у ГП с объемным регулированием получаются значительные капитальные затраты, но зато, благодаря более высокому КПД, меньшие эксплуатационные расходы.

Поэтому объемное регулирование обычно применяют, когда существенными являются энергетические показатели, например, в ГП большой мощности и с длительными режимами их непрерывной работы. ГП с дроссельным регулированием применяют для маломощных систем (до 5 кВт), а также, когда режимы непрерывной работы ГП кратковременные. При этом стремятся применить недорогие гидромашины, например, шестеренные.

В заданиях, приведенных в данных методических указаниях, во всех схемах ГП применяется дроссельное регулирование.

При определении места установки дросселя нужно учитывать следующее. При знакопеременной нагрузке возможно только одно местоположение дросселя - за гидродвигателем (гидромотором или гидроцилиндром), поскольку при других положениях не обеспечивается регулирование в момент, когда направление внешней нагрузки совпадает с направлением движения выходного звена ГП. Другими словами, схемы с дросселем в сливной магистрали обеспечивают двухстороннюю жесткость двигателя гидросистемы (рис.1.1, а), обеспечивая наибольшую устойчивость против автоколебаний, и в особенности при малых скоростях движения гидравлического двигателя.

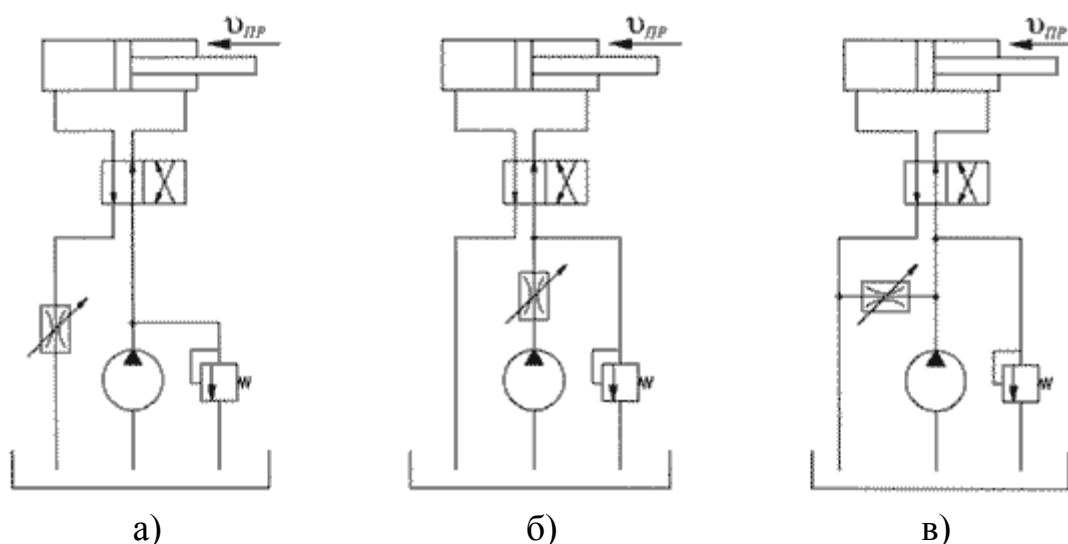


Рис.1.1 Варианты включения дросселя в гидросистему

Из схемы (рис.1.1, б) видно, что при резком снижении подачи жидкости на входе в цилиндр путем дросселирования, поршень будет перемещаться под действием силы инерции движущейся массы. Применение такой схемы особенно нецелесообразно в системах с гидродвигателем вращательного движения, который может работать в переходных режимах с высокими ускорениями выходного вала, в результате чего инерция вращающихся узлов двигателя и присоединенной к нему массы внешней нагрузки может достигать значительной величины. Эту схему нельзя применять, например, в грузоподъемных машинах из-за возможности падения груза. Этому падению противодействуют лишь сила трения поршня о цилиндр и сопротивление сливной гидролинии. При установке же дросселя в сливной магистрали, увеличению (забросу) скорости выходного звена препятствует сопротивление этого дросселя. Однако при резком торможении гидромотора в линии между гидромотором и дросселем могут возникнуть недопустимо высокие давления. Для предохранения системы и гидромотора от подобного давления в этой линии необходимо установить предохранительный клапан.

Реже применяются системы с дросселем, подключенным параллельно гидродвигателю (рис.1.1, в). Жидкость, подаваемая насосом в количестве Q_H , делится на два параллельных потока, один из которых $Q_{Ц}$ поступает в силовой цилиндр (гидродвигатель), а другой $Q_{ДР}$ переливается через дроссель в бак, причем количественно эти потоки обратно пропорциональны сопротивлениям ветвей. Основным недостатком этой схемы является пониженная жесткость и необходимость индивидуального источника питания для каждого потребителя. Однако при этом получается более высокий КПД, и меньше нагревается рабочая жидкость. К тому же нагретая жидкость сливается в бак, минуя гидродвигатель.

При установке дросселя перед гидродвигателем нагретая в процессе дросселирования жидкость поступает в гидродвигатель, ухудшая тем самым тепловой режим ГП. Для обеспечения плавности срабатывания выходного звена, приходится дополнительно включать в сливную магистраль подпорный клапан. Поэтому из двух вариантов последовательного включения дросселя предпочтительным является расположение дросселя за гидродвигателем.

Регулируемый дроссель с обратным клапаном применяется в том случае, когда регулирование требуется только при движении выходного звена в одном направлении.

1.2. Выбор распределителя, напорного клапана и делителя потока

Гидрораспределители относятся к направляющей гидроаппаратуре и применяются для изменения направления или пуска и останова потока

рабочей жидкости. Они изменяют направление движения выходного звена гидродвигателя.

Число позиций распределителя определяется по числу операций, которые он должен обеспечивать. Если, например, требуется обеспечивать движение выходного звена гидродвигателя в двух направлениях, то распределитель должен быть двухпозиционным. Кроме того, если требуется обеспечивать остановку выходного звена и разгрузку насоса - то он должен быть трехпозиционным.

По типу управления распределители могут быть:

- с ручным (ножным) управлением;
- с механическим управлением от кулачка;
- с гидравлическим управлением от вспомогательного распределителя (пилота);
- с электрическим управлением от толкающего электромагнита постоянного или переменного тока;
- с электрогидравлическим управлением;
- с пневматическим управлением;
- с пневмогидравлическим управлением.

Распределители с электрическим управлением применяются в ГП, в которых требуется высокое быстродействие, поскольку время срабатывания у них не превышает 0,02...0,04 сек. Т.к. тяговое усилие и ход электромагнита ограничены, такие распределители обычно имеют условный проход не более 10 мм [14, с. 69]. Для больших типоразмеров применяется электрогидравлическое управление.

Общие сведения по гидрораспределителям подробно изложены в [14, с.67], откуда и производится их выбор для расчетной гидросистемы по номинальному расходу и давлению.

Гидроклапаны относятся к регулирующей гидроаппаратуре и служат для изменения давления, расхода и направления потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения. Предохранительные клапаны предохраняют систему от давления, превышающего установленное значение. Они действуют лишь при аварийных ситуациях (пропускают масло из напорной линии в сливную) в отличие от переливных клапанов, предназначенных для поддержания заданного давления путем непрерывного слива масла во время работы.

Напорный клапан типа Г54-3 [14, с.124, табл.5.34] может применяться в случае, когда требуется предохранить систему от чрезмерного давления, а также в качестве переливного. Напорный (предохранительный) клапан

регулируется на максимально допустимое давление, а переливной - на рабочее давление. Клапаны выбираются по номинальному расходу и давлению (1; 2,5; 6,3; 10; 20 и 32 МПа). Шифр обозначения клапанов указан в [14, с.121].

Делители потока типа КД [6, с.159] в обычном исполнении предназначены для деления потока жидкости на две части с целью синхронизации движения исполнительных органов независимо от значения действующих на них нагрузок. Выбор делителей потока производится по расходу на входе в клапан.

1.3. Выбор фильтра и места его установки

Применение гидрооборудования высокого класса точности, предъявляет повышенные требования к очистке гидросистем машин и чистоте рабочих жидкостей. Фильтр может эффективно защищать только тот элемент гидропривода, который установлен непосредственно после него, остальные элементы получают лишь частичную защиту. Поэтому в ГП применяют различные сочетания фильтров, установленных на разных линиях гидросистемы. Необходимая тонкость фильтрации для различного вида гидрооборудования указана в [6, с.206, табл.5,4].

Существует три способа установки фильтров в гидросистемах: во всасывающей, напорной или сливной магистралях. Для каждого способа установки промышленностью выпускаются специально предназначенные конструкции фильтров.

Приемные (всасывающие) фильтры, работающие, как правило, в режиме полнопоточной фильтрации, предотвращают попадание в насос сравнительно крупных частиц. Поскольку приемные фильтры ухудшают условия всасывания насосов, перепад давления на фильтроэлементе не должен превышать 0,018 - 0,02 МПа. Предпочтительно использование приемных фильтров типа ФВСМ с указателем загрязненности (тонкость фильтрации 80 мкм) [14, с.298], а также фильтры С41-2 - 80 [14, с.297].

Сливные фильтры позволяют обеспечить тонкую фильтрацию рабочей жидкости; они компактны, могут встраиваться в баки, однако в ряде случаев создают нежелательное повышение давления подпора в сливной линии. Установка фильтра в сливную линию применяется наиболее часто, т.к. в этом случае он не испытывает высокого давления, не создает дополнительного сопротивления на входе в насос. Это очень важно с точки зрения предупреждения возникновения в насосе кавитации. Установленный таким образом фильтр задерживает все механические примеси в рабочей жидкости,

возвращающейся в бак. В сливных магистралях устанавливают фильтры типа ФС [14, с.300] и С42-5 [14, с.302].

Напорные фильтры обеспечивают полнопоточную фильтрацию. Их применение целесообразно для защиты высокочувствительных к засорению элементов гидросистемы. Такие фильтры металлоемки, а также сравнительно дороги. В напорных гидролиниях устанавливают фильтры типа ФГМ32 [14, с.308], Ф10 [14, с.306], фильтры напорные по ГОСТ 16026-80 [14, с.305] и ГОСТ 21329-75 [14, с.304].

Выбор фильтров необходимо производить по давлению, номинальному расходу рабочей жидкости и тонкости фильтрации.

1.4. Использование гидроаккумулятора

Гидравлические аккумуляторы используются в ГП для решения разнообразных задач. Чаще всего это накопление энергии при медленных движениях рабочих органов с тем, чтобы кратковременно получать достаточно большие потоки рабочей жидкости под давлением при ускоренных перемещениях. Это дает возможность существенно уменьшить номинальную подачу насоса и, следовательно, повысить КПД ГП. В зажимных механизмах применение аккумуляторов позволяет компенсировать утечки в гидросистеме и поддерживать необходимое давление зажима при включенном (или разгруженном) насосе, часто аккумуляторы используются для уменьшения пульсации давления или исключения пиков давления в переходных режимах.

Из трех типов аккумуляторов (грузовые, пружинные и пневмогидравлические) наибольшее применение имеют пневмогидравлические. О том, как включается аккумулятор в схему ГП, можно получить представление из [8, с.187], [9, с.184] и [14, с.365].

1.5. Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость для ГП подбирается исходя из конкретных условий его эксплуатации. Например, одноковшовые экскаваторы, бульдозеры, автогрейдеры, стреловые самоходные краны, погрузчики, копровое оборудование эксплуатируются в течение всего года, а шнекороторные и плужные снегоочистители, снегопогрузчики, рыхлители мерзлого грунта предназначены для эксплуатации в осенне-зимний и преимущественно зимний период. Машины стройиндустрии, машины для разработки пород способом гидромеханизации и др. эксплуатируются при температуре воздуха не ниже 0 °С. Температура внешней среды оказывает наибольшее влияние на надежность и работоспособность ГП.

Для обеспечения работоспособности ГП в районах с холодным климатом жидкость должна иметь температуру застывания на 10...15°C ниже возможной рабочей температуры, вязкость при +50°C - не менее 10 мм²/сек, при - 40°C - не более 1500 мм²/сек, а также широкий температурный предел применения по условию прокачиваемости насосами различных типов. Лучшей принято считать такую рабочую жидкость, вязкость которой мало изменяется при изменении температуры.

В данном комплексе заданий во всех вариантах предлагаются положительные и невысокие температуры окружающей среды ТО и масла ТМ, что соответствует исполнению машин - УЗ [6, с.10].

3. Определение основных параметров гидроприводов вращательного движения

Расчет гидроприводов вращательного движения поясним применительно к схеме, представленной на рис.3.1 Для гидромотора крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{q P_{дв}}{2\pi} \eta_M,$$

откуда

$$q = \frac{2\pi M_{кр}}{P_{дв} \eta_M}$$

где $P_{дв}$ - перепад давлений на гидромоторе;
 η_M - механический КПД гидромотора.

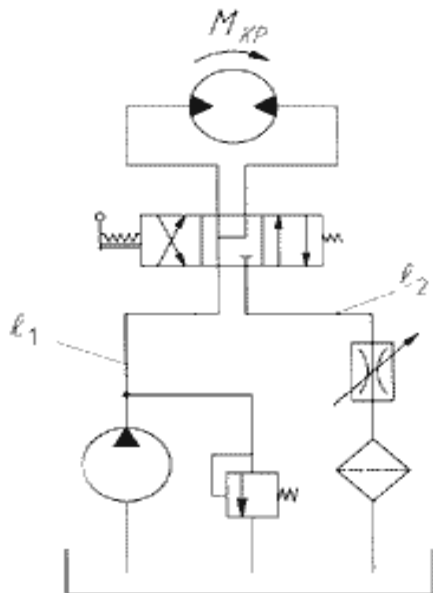


Рис.3.1 Схема гидропривода вращательного движения

Из схемы, представленной на рис.3.1, видно, что

$$P_{ДВ} = P_1 - P_2,$$

где

$$P_1 = P_H - \Delta P_{зол 1} - \Delta P_1;$$

$$P_2 = \Delta P_{зол 2} + \Delta P_{ДР} + \Delta P_{Ф} + \Delta P_2.$$

О выборе насосов было сказано выше, при рассмотрении гидропривода поступательного движения. Определив P_1 и P_2 , находим $P_{ДВ}$ и рабочий объем гидромотора q , который уточняем в соответствии с табличными данными гидромоторов из Прил.7 и находим перепад давлений

$$P_{ДВ} = \frac{2\pi M_{КР}}{q\eta_M}$$

Расход жидкости, поступающей в гидромотор

$$Q_{ДВ} = (qn + \Delta Q_{ДВ}) \cdot z$$

где $\Delta Q_{ДВ}$ - утечки жидкости в гидромоторе;

z - число гидромоторов (для схемы, представленной на рис.3.1, $z = 1$).

Обычно в справочной литературе заданы либо утечки $\Delta Q_{ДВ}^*$ в гидромоторе при давлении P^* , либо объемный КПД η^*_0 . Если заданы утечки $\Delta Q_{ДВ}^*$, то утечки при давлении P_1 можно найти из выражения

$$\Delta Q_{ДВ} = \Delta Q_{ДВ}^* \cdot \frac{P_1}{P^*}$$

Если задан объемный КПД η_o^* при давлении P^* , то для определения утечек $\Delta Q_{ДВ}^*$ можно воспользоваться следующими соображениями:

$$\eta_o^* = \frac{qn}{(qn + Q_{ДВ}^*)}$$

$$\Delta Q_{ДВ}^* = qn \left(\frac{1}{\eta_o^*} - 1 \right)$$

$$\Delta Q_{ДВ} = qn \left(\frac{1}{\eta_o^*} - 1 \right) \cdot \frac{P_1}{P^*}$$

Применительно к схеме гидропривода, предоставленного на рис.3.1,

$$Q_H = Q_{ДВ} + \Delta Q_{зол} + \Delta Q_{ПК};$$

Утечки в золотнике $\Delta Q_{зол}$ определяем аналогично, как это было указано для утечек в гидромоторе:

$$\Delta Q_{зол} = \Delta Q_{зол}^* \frac{P_1}{P^*}$$

Утечки через предохранительный клапан

$$\Delta Q_{ПК} = 0,1Q_H$$

При давлении $P^* = 6,3$ МПа для предохранительного клапана, рассчитанного на расход 20 л/мин, утечки жидкости через него $\Delta Q_{ПК}$ составляют 100 см³/мин; рассчитанного на расход 40 л/мин - 200 см³/мин; на 80 л/мин - 200 см³/мин; 160 л/мин - 300 см³/мин. Перерасчет утечек при давлении P_H следует произвести по формуле

$$\Delta Q_{ПК} = \Delta Q_{ПК}^* \frac{P_H}{P^*}$$

Определив Q_H , уточняем подачу насоса в соответствии с Прил.7. Далее уточняем расход жидкости, сбрасываемой через предохранительный клапан в приемный бак:

$$\Delta Q_{ПК} = Q_H + Q_{ДВ} + \Delta Q_{зол};$$

По табл.2.4 выбираем рекомендуемую среднюю скорость течения жидкости. И затем вместо $Q_{ЦИ}$ подставляем $Q_{ДВ}$ и находим диаметры труб (см. разд.2)

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q_{ДВ}}{\pi v_{РЖ}}}$$

Выбирая диаметр d_T в соответствии с ГОСТ 16516-80, уточняем среднюю скорость движения жидкости

$$v_{РЖ} = \frac{4Q_{ДВ}}{\pi d_T^2}$$

Перепады давлений в трубах P_1 и P_2 найдем аналогично (см. разд. 2.2). Подбираем гидроаппаратуру. Перепады давлений на гидроаппаратуре при расходах, отличных от номинальных, находим перепады при номинальных расходах Q^* см. в табл. 2.1. Уточняем давления

$$P_2 = P_{зол2} + \Delta P_{ДР} + \Delta P_{\Phi} + \Delta P_2;$$

$$P_1 - P_2 = \frac{2\pi M_{КР}}{q\eta_M};$$

$$P_H = P_1 + \Delta P_{зол1} + \Delta P_1.$$

4. Определение КПД гидропривода

4.1. Определение КПД гидропривода при постоянной нагрузке

Общий КПД проектируемого гидропривода, работающего при постоянной нагрузке, определяют по формуле [6, с.264]:

$$\eta_{общ} = \frac{N_{пол}}{N_{пр}}$$

где $N_{пр}$ - затрачиваемая мощность привода (насосной установки),

$$N_{пр} = \frac{Q_H P_H}{\eta}$$

здесь η - общий КПД насоса при расчетных значениях давления, расхода, вязкости рабочей жидкости и частоты вращения приводного вала насоса;

$N_{пол}$ - полезная мощность привода, которая определяется по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей:

для привода с гидромотором $N_{пол} = M_{КР} \omega z$;

для привода с гидроцилиндром $N_{пол} = R v_{ПР} z$,

где ω - частота вращения вала гидромотора, рад/сек;
 z - число гидромоторов или число силовых цилиндров, включенных в привод.

4.2. Определение КПД гидропривода при работе в циклическом режиме

Общий КПД привода при циклической работе

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_{\text{пол.ср}}}{N_{\text{пр.ср}}}$$

Средняя за цикл полезная мощность привода $N_{\text{пол.ср}}$:
 для привода с гидромотором:

$$N_{\text{пол.ср}} = z \cdot \sum_{i=1}^n \frac{M_{\text{кр}i} \omega_i \Delta t_i}{t_{\text{ц}}}$$

для привода с гидроцилиндром

$$N_{\text{пол.ср}} = z \cdot \sum_{i=1}^n \frac{R_i v_{\text{пр}i} \Delta t_i}{t_{\text{ц}}}$$

где $M_{\text{кр}i}$ - момент, действующий на протяжении i -ой операции, Н·м;
 ω_i - частота вращения гидромотора при i -ой операции, рад/сек;
 R_i - усилие, действующее на гидроцилиндр на протяжении i -ой операции, Н;
 $v_{\text{пр}i}$ - скорость хода поршня при i -ой операции, м/сек;
 Δt_i - продолжительность i -ой операции, сек;
 $t_{\text{ц}}$ - продолжительность всего цикла.

Затрачиваемая мощность привода (насосной установки) $N_{\text{пр.ср}}$

$$N_{\text{пр.ср}} = \sum_{i=1}^n \frac{Q_{\text{н}i} P_{\text{н}i} \Delta t_i}{\eta_i t_{\text{ц}}}$$

где $Q_{\text{н}i}$, $P_{\text{н}i}$ - подача и давление насоса при i -ой операции;
 η_i - общий КПД насоса при параметрах, соответствующих i -ой операции.

Мощность привода насоса, имеющего постоянную подачу в циклическом режиме

$$N_{\text{пр.ср}} = P_{\text{н ср}} Q_{\text{н}}$$

где среднее за цикл давление в насосе

$$P_{\text{н ср}} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \frac{P_{\text{н}i}^3 \Delta t_i}{t_{\text{ц}}}}$$

5. Расчет объема гидробака

Надежная и эффективная работа гидропривода возможна в условиях оптимального состояния, обеспечивающего постоянство рабочих характеристик. Повышение температуры влечет за собой увеличение объемных потерь, нарушаются условия смазки, повышается износ деталей, в рабочей жидкости активизируются ее окисление и выделение из нее смолистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей.

Основной причиной нагрева является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода. Дополнительной причиной являются объемные и гидромеханические потери, характеризуемые объемным и гидромеханическим КПД.

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло

$$\Delta N = N_{np} - N_{пол}$$

а при циклической работе

$$\Delta N = N_{np.ср} - N_{пол.ср}$$

Количество тепла E_{np} , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN

$$E_{np} \equiv \Delta N$$

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода

$$\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп} = T_{M\ max} - T_{O\ max}$$

где $\Delta T_{уст}$ - перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме;

$\Delta T_{доп}$ - максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

$T_{M\ max}$ - максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насосов и гидромоторов), при выполнении курсовой работы принимается равной 70...75°C.;

$T_{O\ max}$ - максимальная температура окружающего воздуха (соответствует верхнему пределу рабочего температурного диапазона, указанного в заданных условиях эксплуатации машины), при выполнении курсовой работы принимается равной 35°C.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{дон}$ [6, с.255],

$$S \geq \frac{E_{np}}{K_{\delta} K_{mp} \Delta T_{дон}}$$

где K_{mp} и K_{δ} - коэффициенты теплопередачи труб и гидробака, Вт/(м²·°С):

для труб $K_{mp} = 12 \dots 16$;

для гидробака $K_{\delta} = 8 \dots 12$;

при обдуве гидробака $K_{\delta} = 20 \dots 25$;

для гидробака с водяным охлаждением $K_{\delta} = 110 \dots 175$.

Площадь поверхности теплообмена складывается из поверхности труб S_{mp} , через которые происходит теплообмен с окружающей средой, и поверхности теплоотдачи бака S_{δ}

$$S = S_{mp} + S_{\delta}$$

Для определения поверхности труб воспользуемся формулой:

$$S_{mp} = \pi d (l_1 + l_2)$$

а для теплоотдающей поверхности бака зависимостью

$$S_{\delta} = ab + 2ah_1 + 2bh_1$$

где a , b , h_1 - длина, ширина и глубина масла в приемном гидробаке, соответственно (рис.5.1).

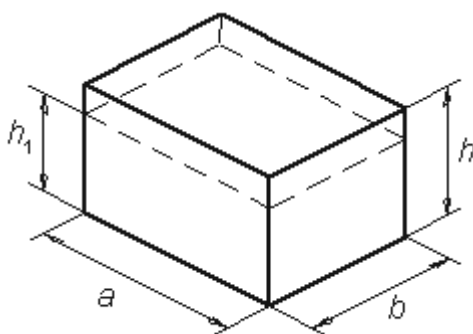


Рис.4. Гидравлический бак

Найдя площадь поверхности гидробака, определим его объем [7, с.287]:

$$V_{\delta} = \left(\frac{S_{\delta}}{(6,0 \dots 6,9)} \right)^{1,5}$$

и округлим до стандартного значения в большую сторону. Номинальные емкости для приводов гидростатических, пневматических и смазочных систем по ГОСТ 12448-80, л [7, с.37, табл.14]:

1	0.125	0.16	0.2	0.25	0.2	0.4	0.5	0,63	0,8
1	1.25	1.6	2	2.5	3.2	4	5	6,3	8
10	12.5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000
10000	12500	16000	20000	25000	-	-	-	-	-

Конструктивно подбираем размеры гидробака: длину a , ширину b , высоту h ($h > h_1$), учитывая, что его форма имеет форму параллелепипеда ($V = a \cdot b \cdot h$).

6. Построение нагрузочной характеристики гидропривода

Как уже говорилось в п.1.1, нагрузочная характеристика ГП выражает зависимость скорости движения выходного звена от нагрузки на нем.

Для нахождения зависимости между нагрузкой R (или крутящим моментом $M_{кр}$) и скоростью $v_{ДР}$ перемещения поршня силового цилиндра (или частотой вращения вала гидромотора) воспользуемся формулой

$$Q_{ДР} = Q_{ц2} = \mu F_{др} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{др}}{\rho}}$$

где μ - коэффициент расхода дросселя, для дросселей золотникового типа $\mu = 0,4 \dots 0,6$ [10, с.50];

$F_{др}$ - площадь проходного отверстия дросселя.

Применительно к схеме гидропривода, представленного на рис.2.1, найдем перепад давлений на дросселе. Используя выражения из п.2, составим систему уравнений

$$\begin{cases} P_1 F_1 = P_2 F_2 + R + T; \\ P_1 = P_H - \Delta P_{зол1} - \Delta P_1; \\ P_2 = \Delta P_{зол2} + \Delta P_2 + \Delta P_{др} + \Delta P_{ф} \end{cases}$$

и, решая эти уравнения относительно $\Delta P_{др}$, получим

$$\Delta P_{др} = \left(P_H - \Delta P_{зол1} - \Delta P_1 \right) \frac{F_1}{F_2} - \frac{R+T}{F_2} - \Delta P_{зол2} - \Delta P_2 - \Delta P_{ф}$$

Из рис. 2.1 видно, что $Q_{ц2} = Q_{др} = v_{пр} F_2$ при заданном в исходных данных значении внешней нагрузки R найдем перепад давлений на дросселе, и площадь проходного отверстия дросселя.

$$F_{др} = \frac{v_{пр} F_2}{\eta \sqrt{2 \frac{\Delta P_{др}}{\rho}}}$$

Далее для построения силовой характеристики привода зададимся рядом значений R и найдем $\Delta P_{др}$. Для этих значений $\Delta P_{др}$ найдем скорости перемещения поршня

$$v_{пр} = \frac{Q_{ц2}}{F_2} = \mu \frac{F_{др}}{F_2} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{др}}{\rho}}$$

Величину R следует изменять от нуля до максимального значения R_{max} , при котором скорость перемещения поршня равна нулю. Все вычисления сведем в следующую таблицу:

R , кН	$P_{др}$, МПа	$v_{пр}$, м/с
0		
...		
...		
R_{max}		

По данным вычислений строится график $v_{пр} = (R)$.

Применительно к гидроприводу вращательного движения, рис.3,

$$Q_{др} = Q_{дв} = z \cdot (q_n + \Delta Q_{дв}) = \mu F_{др} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{др}}{\rho}}$$

где μ - коэффициент расхода дросселя, $\mu = 0,4 \dots 0,6$.

Для определения перепада давлений $\Delta P_{др}$ воспользуемся формулами из п.3, из которых составим систему

$$\begin{cases} P_{ДВ} = P_1 - P_2; \\ P_1 = P_H - \Delta P_{зол1} - \Delta P_1; \\ P_2 = \Delta P_{зол2} + \Delta P_{ДР} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_2; \\ P_{ДВ} = \frac{2\pi M_{КР}}{q\eta_M}. \end{cases}$$

Обозначения в приведенных формулах даны в разделе 3. Решая относительно $\Delta P_{ДР}$, будем иметь

$$\Delta P_{ДР} = P_H - \frac{2\pi M_{КР}}{\eta q} - \Delta P_{зол1} - \Delta P_{зол2} - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_{\phi}$$

Для построения силовой характеристики по заданному значению $M_{КР}$, приведенному в задании, найдем перепад давлений $\Delta P_{ДР}$ и площадь проходного отверстия дросселя $F_{ДР}$ для заданного числа оборотов n .

$$F_{ДР} = \frac{z \cdot (qn + \Delta Q_{ДВ})}{\eta \sqrt{2 \frac{\Delta P_{ДР}}{\rho}}}$$

Затем зададимся рядом значений $M_{КР}$ и найдем перепады давлений $\Delta P_{ДР}$, а частота вращения вала гидромотора n равна

$$n = \frac{\mu F_{ДР}}{qz} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{ДР}}{\rho} - \frac{\Delta Q_{ДВ}}{q}}$$

Для построения силовой характеристики зададимся рядом значений $M_{КР}$ от нуля до максимального значения, при котором $n = 0$. Все вычисления сведем в следующую таблицу:

$R_{КР}$, Н·м	$\Delta P_{ДР}$, МПа	n , об/мин
0		
...		
...		
$M_{КР}$		

По полученным данным необходимо построить график $n = f(M_{КР})$.

7. Выбор исходных данных

7.1. Варианты исходных данных

В табл.7.1 и 7.2 приведены номера гидросхем с исходными данными. Для студентов дневной формы обучения номер схемы и номер варианта выдается преподавателем индивидуально в начале учебного семестра. Студентам заочной формы исходные данные необходимо получить у преподавателя во время установочной сессии.

Исходные величины в таблицах:

R - усилие на штоке, кН;

$M_{кр}$ - момент на валу гидромотора;

S - ход поршня гидроцилиндра;

t_p, t_x - время рабочего и холостого хода поршня;

n - число оборотов вала гидродвигателя;

l_1, l_2 - длины трубопроводов;

T_M - температура масла в гидросистеме;

T_O - температура окружающей среды.

Для каждой гидросхемы предусмотрено несколько вариантов, отличающихся друг от друга усилием R (гидропривод поступательного движения) или моментом $M_{кр}$ (гидропривод вращательного движения).

Таблица 7.1

Исходные данные для гидроприводов поступательного движения

№ вар	R , кН	S , мм	t_p , сек	t_x/t_p	l_1 , м	l_2 , м	масл. инд. №	T_M , °С	T_O , °С
1	65	320	5	0.70	4	7	100	55	12
2	40	650	6	0.65	3	9	8	60	15
4	12	400	7	0.70	5	5	20	70	16
6	60	450	8	0.75	8	9	30	50	18
8	20	320	6	0.70	9	9	45	45	20
10	13	280	5	0.80	7	9	70	65	15
12	60	630	12	0.80	7	8	5	55	10
15	10	360	5	0.70	6	5	12	70	16
16	14	400	6	0.65	6	7	25	60	17
17	18	450	7	0.70	8	8	40	55	13
19	35	420	9	0.80	4	7	50	45	15

20	47	500	10	0.70	9	4	100	60	14
22	50	800	14	0.75	2	9	8	70	19
24	65	630	11	0.60	3	8	70	65	17
23	18	320	7	0.70	4	8	30	55	10

Таблица 7.2

Исходные данные для гидроприводов вращательного движения

№ вар	$M_{KP}, кН$	$n, мм$	$t_P, сек$	t_X/t_P	$l_1, м$	$l_2, м$	масл. инд. №
3	40	800	9	8	8	60	14
5	30	1200	9	6	20	55	15
7	20	1100	9	9	30	57	16
9	15	900	5	6	45	63	12
11	25	800	3	8	70	65	17
13	8	1400	4	5	5	67	11
14	12	1550	5	5	12	70	18
18	7	1000	6	6	25	52	12
21	17	1250	15	10	40	60	20
25	24	600	10	12	50	59	12

В графической части курсовой работы студенту необходимо выполнить схему гидравлическую принципиальную, чертежи двух-трех из гидроэлементов, наименования которых указываются преподавателем в задании из нижеприведенного списка:

- гидроклапан предохранительный;
- гидрораспределитель;
- клапан переливной;
- дроссель регулируемый
- дроссель с обратным клапаном;
- фильтр сетчатый;
- фильтр пластинчатый;
- насос пластинчатый нерегулируемый;
- насос пластинчатый регулируемый;
- насос винтовой;
- насос аксиально-поршневой;
- насос радиально-поршневой;
- гидроцилиндр;

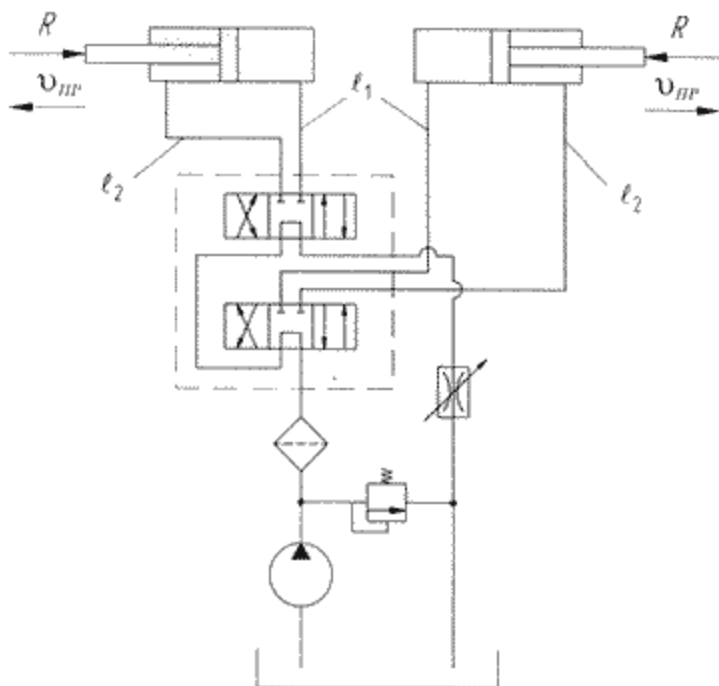
- реле давления;
- регулятор потока;
- гидромотор радиально-поршневой;
- поворотный гидродвигатель;
- насос шестеренный;
- гидроаккумулятор и др.

Чертежи могут выполняться на формате А4, А3 или А2 в зависимости от сложности элемента гидропривода. При необходимости составляется спецификация чертежа.

7.2. Гидравлические схемы приводов

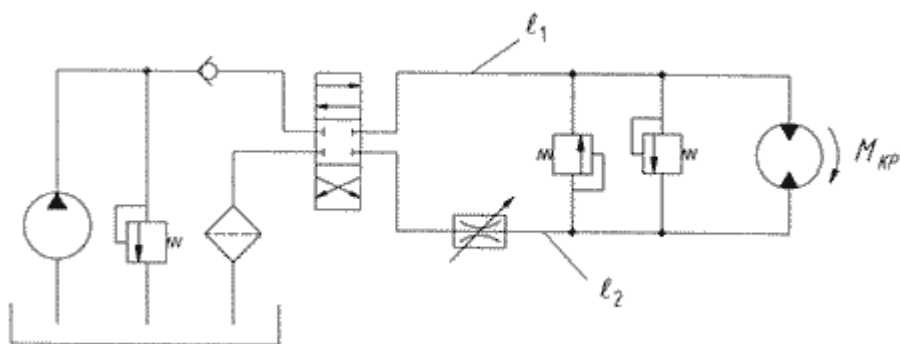
Варианты 1, 2

Гидравлическая схема привода подъема-опускания ковша и выдвижения задней стенки самоходного скрепера



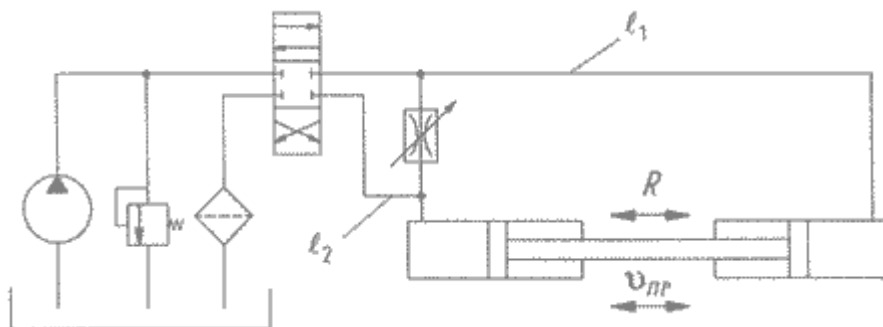
Вариант 3

Гидравлическая схема привода механизма поворота экскаватора



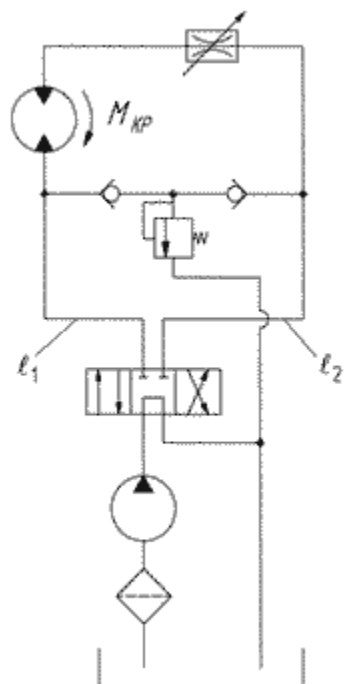
Вариант 4

Гидравлическая схема привода поворота крана



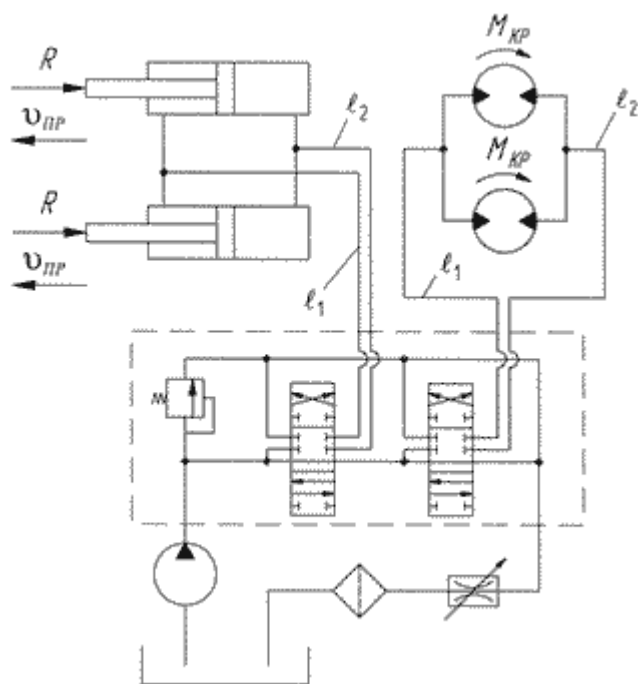
Вариант 5

Гидравлическая схема привода рабочего органа траншекопателя



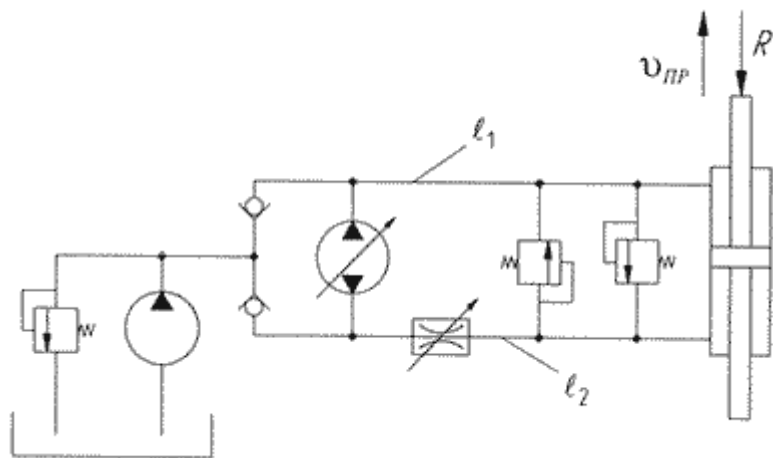
Варианты 6, 7

Гидравлическая схема привода траншейного экскаватора.



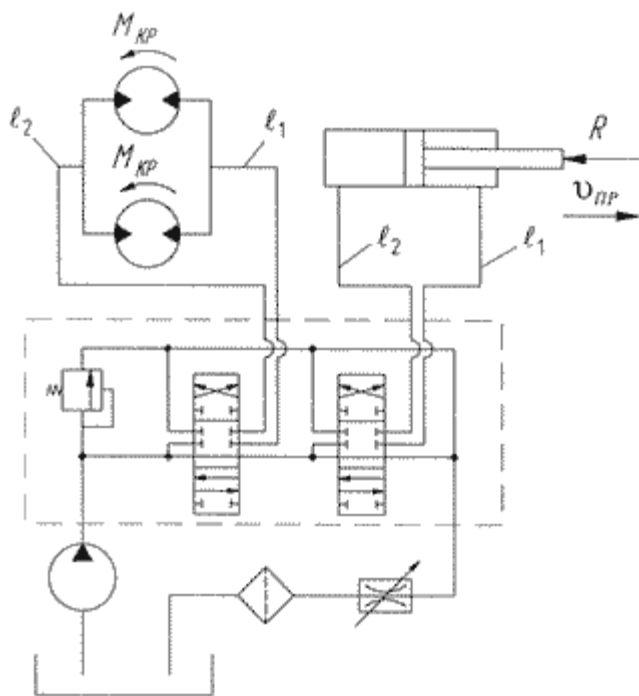
Вариант 8

Гидравлическая схема привода суппорта камнерезного станка



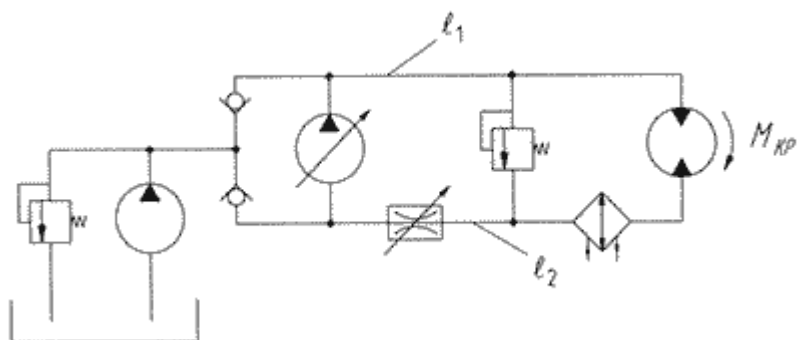
Варианты 9, 10

Гидравлическая схема привода бульдозера-рыхлителя



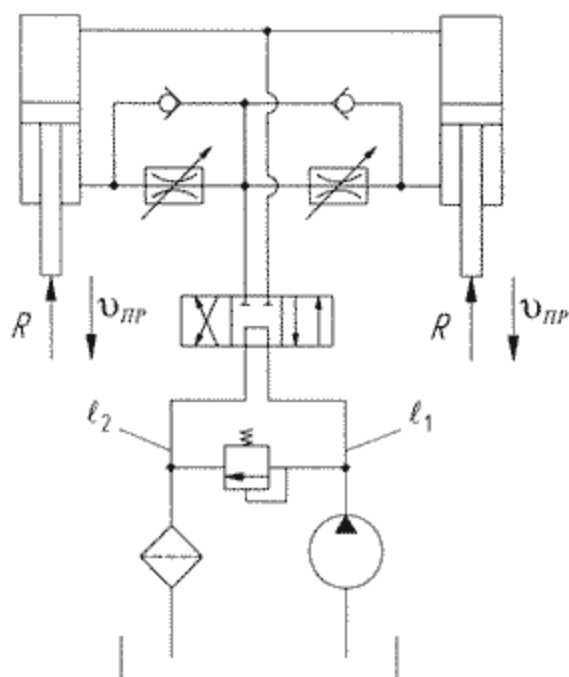
Вариант 11

Гидравлическая схема привода тележки ленточнопильного станка



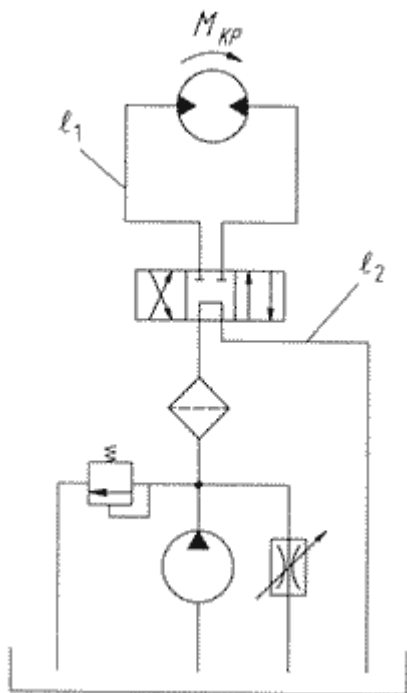
Вариант 12

Гидравлическая схема привода подъема рабочего органа фронтального погрузчика



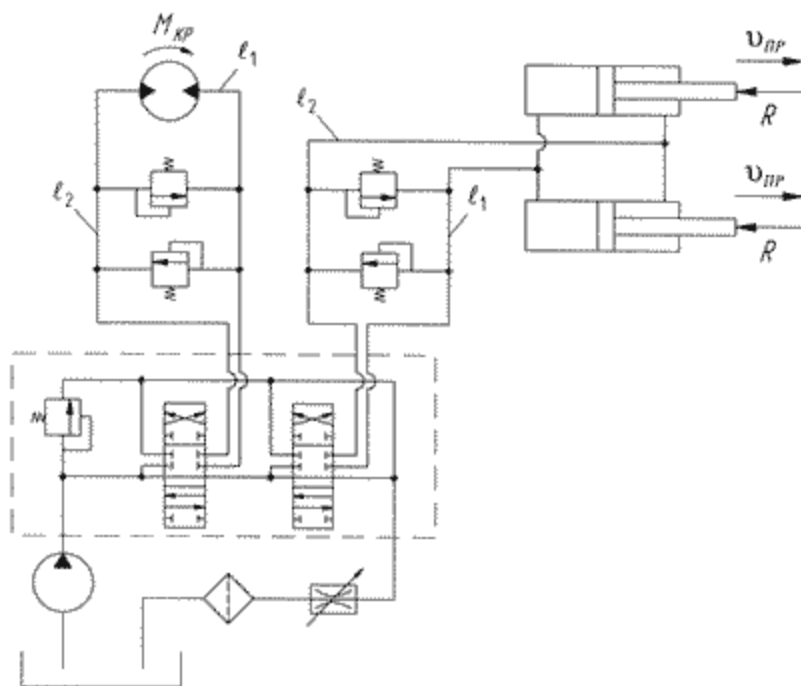
Вариант 13

Гидравлическая схема привода вибратора строительной машины



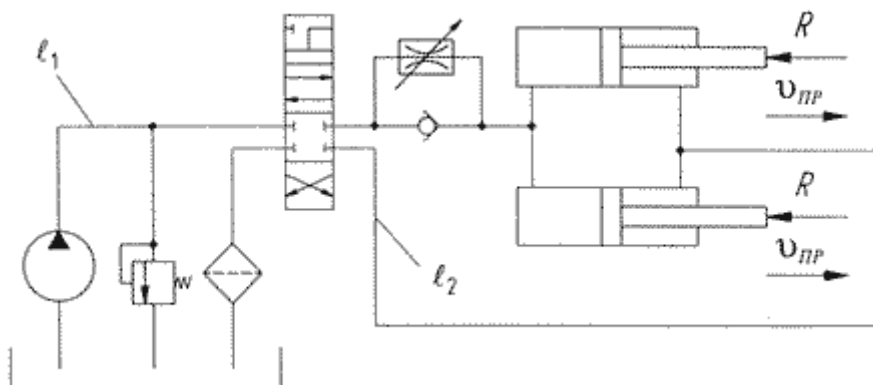
Варианты 14, 15

Гидравлическая схема привода траншейного экскаватора.



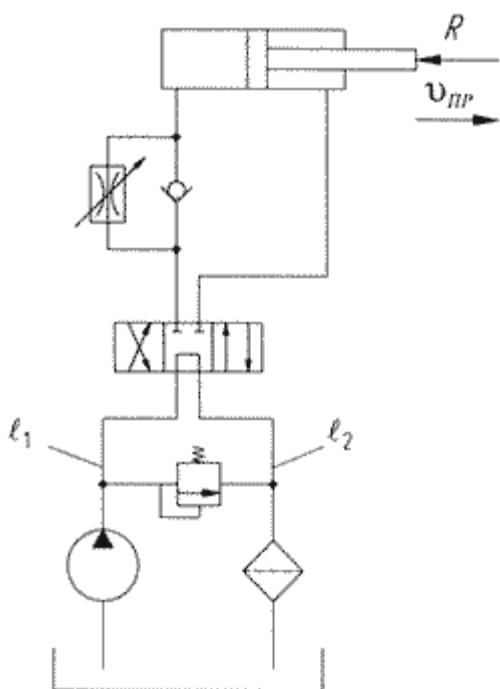
Вариант 16

Гидравлическая схема привода строительного подъемника



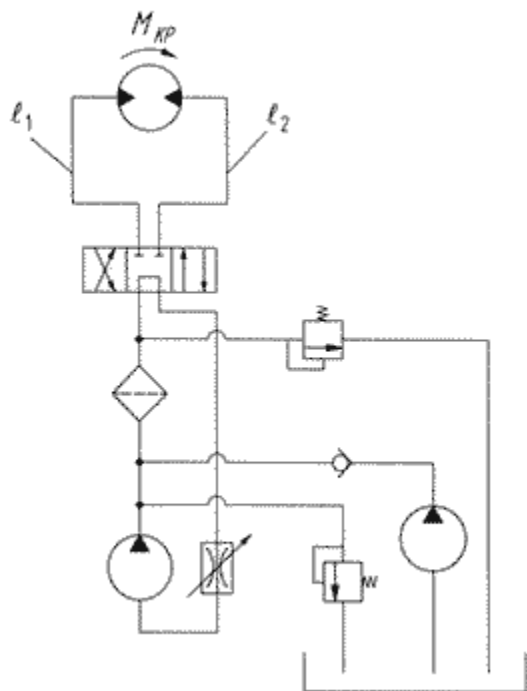
Вариант 17

Гидравлическая схема привода подъема-опускания стрелы крана



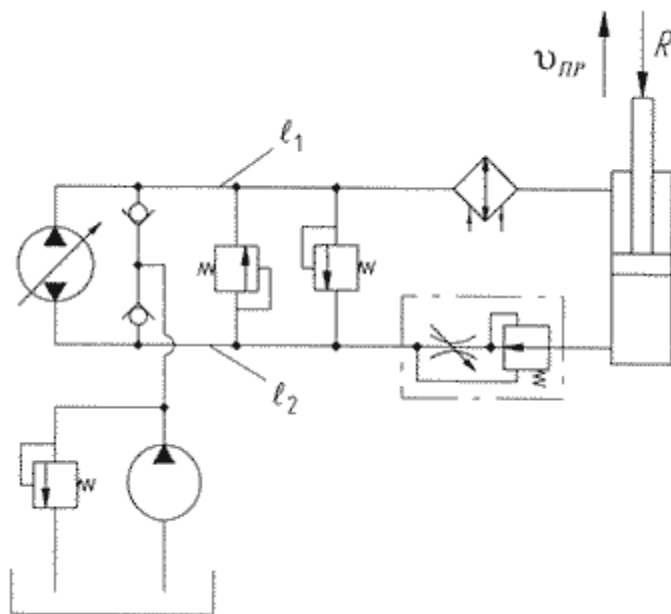
Вариант 18

Гидравлическая схема привода строительной лебедки



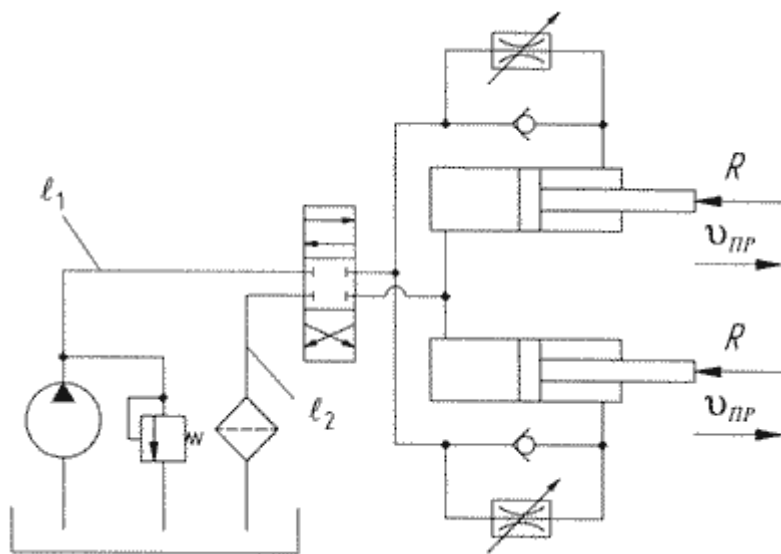
Вариант 19

Гидравлическая схема привода поворота платформы



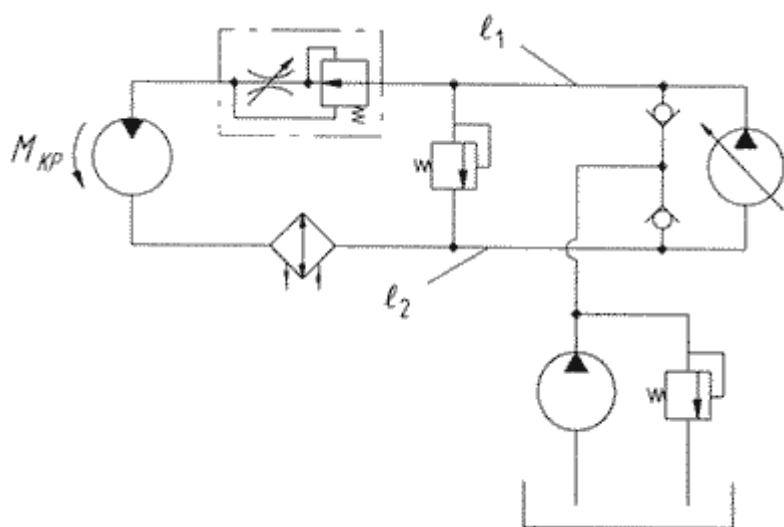
Вариант 20

Гидравлическая схема привода поворота стрелы челюстного погрузчика



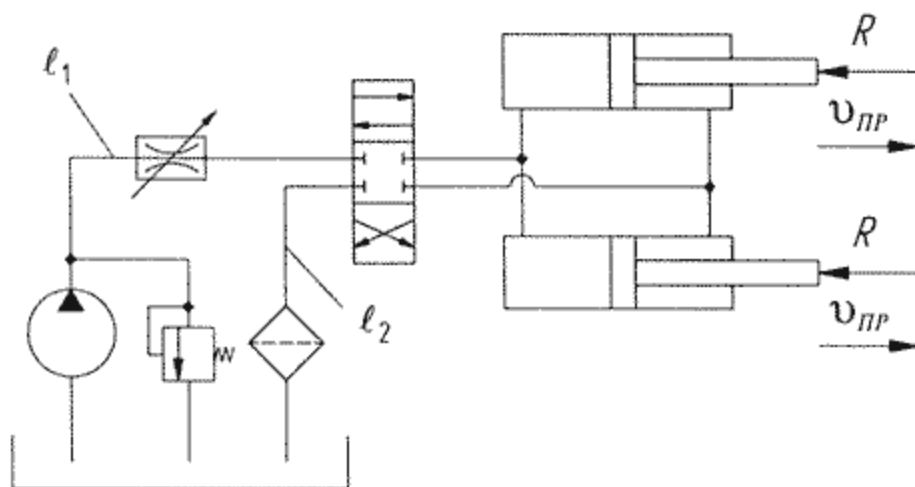
Вариант 21

Гидравлическая схема привода снегоочистителя



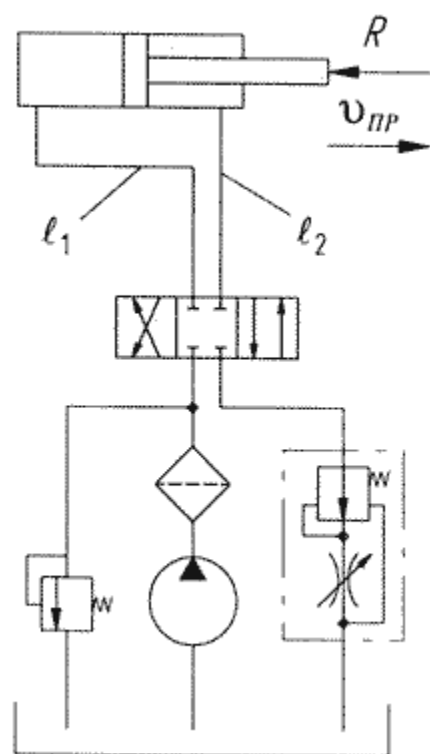
Вариант 22

Гидравлическая схема привода поворота платформы



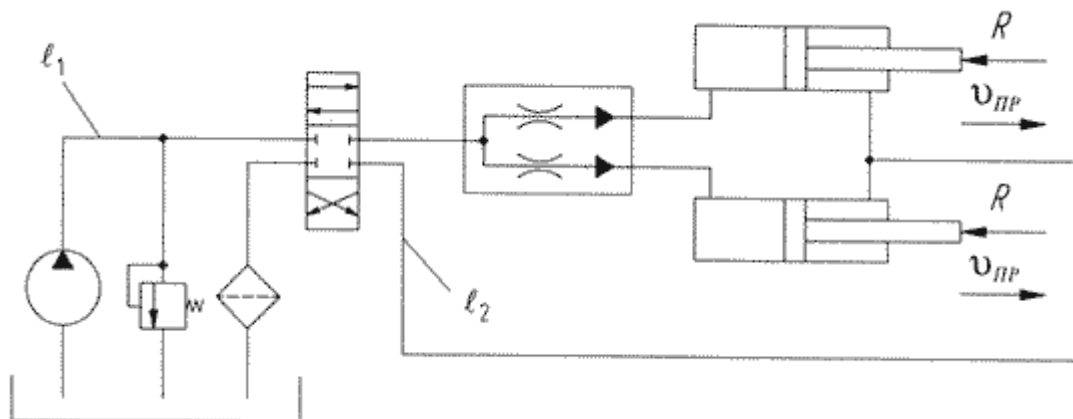
Вариант 23

Гидравлическая схема привода стола камнерезного станка



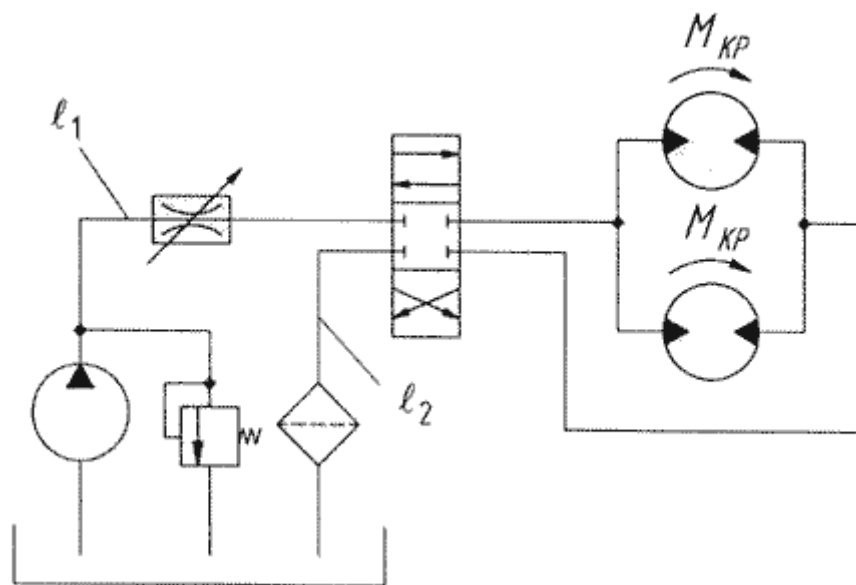
Вариант 24

Гидравлическая схема привода грейферного ковша



Вариант 25

Гидравлическая схема привода установки для свивки стальных канатов



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альтшуль А.Д., Калицун В.И., Майрановский Ф.Г. и др. Примеры расчетов по гидравлике: Учебное пособие. - М.: Стройиздат, 1976. 256 с.
2. Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Богдан Н.В. и др. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи. - Минск: Высшая школа, 1987. 310 с.
3. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972. - 320 с.
4. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: Учебник. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423с.
5. Богданович Л.Б. Гидравлические механизмы поступательного движения: Схемы и конструкции. - М., Киев: МАШГИЗ, 1958. - 181с.
6. Богомолов А.И., Михайлов К.А. Гидравлика: Учебник. Изд. 2-е, перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1972. - 648с.
7. Бровченко П.Н., Лапин И.И., Палей Г.Э. Гидроприводы металлообрабатывающих станков: Учебное пособие. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2003. – 72с.
8. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301с., ил.
9. Задачник по гидравлике / Под ред. И.И. Куколевского. - М., Л.: Государственное энергетическое издательство, 1956. - 344с.
10. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учеб. Пособие / Некрасов Б.Б., Фатеев И.В., Беленков Ю.А. и др.; Под ред. Б.Б. Некрасова. - М.: Высш. шк., 1989. - 192с.: ил.
11. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учебное пособие. - Красноярск: ПИК "Офсет", 1997. - 384с.
12. Каминер А.А., Яхно О.М. Гидромеханика в инженерной практике. - К.: Техника, 1987. - 175с.
13. Копырин М.А. Гидравлика и гидравлические машины. - М.: Высшая школа, 1961. - 302с.

14. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В.. Теоретическая гидромеханика. Часть 1. 6-е изд., перераб и дополн. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. - 583с.
15. Кременецкий Н.Н., Штеренлихт Д.В., Алышев В.М. и др. Гидравлика: Учебник. - М.: Энергия, 1973. - 424с., с ил.
16. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат: Учеб. Пособие / Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1974. - 416с., с ил.
17. Лебедев И.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности. - М.: Лесная промышленность, 1986. - 296 с.
18. Лебедев Н.И. Гидропривод машин лесной промышленности. - М.: Лесная промышленность, 1978. - 304с.
19. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмопривода: Учебник. - М.: Машиностроение, 1991. - 384с., ил.
20. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод: Уч. пособие. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Лесная промышленность. 1981. – 424 с.
21. Осипов П.Е. Муратов В.С. Гидропривод машин лесной промышленности и лесного хозяйства. - М.: Лесная промышленность, 1970. - 312с.
22. Примеры гидравлических расчетов: Учеб. Пособие / Под ред. А.И. Богомолова - 2-е изд., перераб. - М.: Транспорт, 1977. - 526с.
23. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Машиностроение, 1969. - 496с.
24. Рабинович Е.З. Гидравлика. 2-е изд. Исправл. - М., 1957. - 395с.
25. Рабинович Е.З. Гидравлика. 3-е изд., исправл. и перераб. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1961. 395с.
26. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: Учеб. пособие / Бутаев Д.А., Калмыкова З.А., Подвидз Л.Г. и др.; Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. - 4-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1981. - 464с., ил.
27. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. - 4-е изд., перераб. и доп. - М: Машиностроение, 2008. - 512с.: ил.

28. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов и др.; Под. ред. Б.Б. Некрасова. - 2-е изд., перераб. и дополн. - Минск: Высшая школа, 1985. - 382с.
29. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. - М.Л.: Государственное энергетическое издательство, 1953. - 35 с.
30. Чугаев Р.Р. Гидравлика. - Л.: Энергия, 1970. - 555с., ил.

Приложение 1

ГРЕЧЕСКИЙ АЛФАВИТ

Строчные буквы	Прописные буквы	Название букв	Строчные буквы	Прописные буквы	Название букв
α	Α	альфа	ν	Ν	ню
β	Β	бэта	ξ	Ξ	кси
γ	Γ	гамма	ο	Ο	омикрон
δ	Δ	дельта	π	Π	пи
ε	Ε	эпсилон	ρ	Ρ	ро
ζ	Ζ	дзета	σ	Σ	сигма
η	Η	эта	τ	Τ	тау
θ	Θ	тэта	υ	Υ	ипсилон
ι	Ι	йота	φ	Φ	фи
κ	Κ	каппа	χ	Χ	хи
λ	Λ	лямбда	ψ	Ψ	пси
μ	Μ	мю	ω	Ω	омега

Приложение 2

ПЕРЕВОДНЫЕ МНОЖИТЕЛИ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ МЕТРИЧЕСКИХ ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ В ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ СИ

Метрическая система	Обозначения	Переводные множители в единицы измерения системы СИ
Площадь	1 см ²	1·10 ⁻⁴ м ²
Объем	1 см ³	1·10 ⁻⁶ м ³
	1 литр	1·10 ⁻³ м ³
Время	1 мин	60 сек
Объемный расход	1 литр/мин	16,667·10 ⁻⁶ м ³ /с
Градус плоского угла	°	π/180 рад
Скорость линейная	1 м/мин	0,01667 м/с
Скорость угловая	1 об/мин	π/30 рад/с
Сила	1 кгс	9,81 Н
Удельный вес	1 кгс/м ³	9,81 Н/м ³
Плотность	1 кгс·с ² /м ⁴	9,81 кг/м ³ ;
Давление	1 ат = 1 кгс/см ²	98·100 Н/м ² = 0,1 МН/м ²
	1 бар	0,1 МН/м ²
	1 Паскаль (Па)	1 Н/м ²
	1 м водяного столба	0,01 МН/м ²
	1 мм ртутного столба	133,322 Н/м ²
Динамическая вязкость	1 пуаз (пз)	0,1 Н с/м ²
	1 кгс·с/м ²	9,81 Н с/м ²
Кинематическая вязкость	1 стокс (Ст)	1·10 ⁻⁴ м ² /с
Работа	1 кгс·м	9,81 джоуль (Дж)
Мощность	1 кВт	1000 Вт
	1 л.с.	735,499 Вт
	1 кгс·м/с	9,81 Вт
Момент силы	1 кгс·м	9,81 Н·м
Динамический момент инерции	1 кгс·м·с ²	9,81 кг·м ²
Температура	°С (градус Цельсия)	T = +273,15°К градусов Кельвина
Количество теплоты	1 калория (к)	4,1868 Дж

Удельная теплота	1 кал/кг	4,1868 Дж/кг
Удельная теплота	1 кал/кг	4,1868 Дж/кг
Теплоемкость	1 кал/град	4,1868 Дж/град
Массовая теплоемкость	1 кал/кг град	4,1868 Дж/кг град
Коэффициент теплопередачи	1 ккал/м ² ·ч·град	1,163 Вт/м ² ·град
Линейный размер	1 микрон	1·10 ⁻⁶ м

Приложение 3

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

Таблица П.3.1

Характеристики шестеренных насосов типа НШ

Основные параметры	НШ10	НШ32	НШ50	НШ71	НШ100	НШ250
Рабочий объем q , см ³	10	32	50	71	100	250
Частота вращения вала, об/мин	2400	2400	2400	1920	1920	1500
Подача, л/мин	21	72,2	112,8	128,1	182,4	352,5
Номинальное давление P , МПа	16	16	16	16	16	20
Объемный КПД η_0 при $P=10$ МПа	0,94	0,94	0,94	0,94	0,95	0,94
Полный КПД, η	0,83	0,83	0,83	0,86	0,86	0,86

Таблица П.3.2

Характеристики шестеренных насосов типа Г11 и БГ11

Основные параметры	БГ11, БГ11- 22А	Г11- 22, БГ11- 22	Г11- 23А, БГ11- 23А	Г11- 23, БГ11- 23	Г11- 24А, БГ11- 24А	Г11- 24, БГ11- 24	Г11- 25А, БГ11- 25А	Г11- 25, БГ11- 25
Рабочий объем q , см ³	11	16	22	32	40	56	80	100
Частота вращения вала, об/мин	600	600	600	600	1800	1800	1800	1800
Номинальная подача Q^* , л/мин (при $n=1450$ об/мин)	12,3	18	26	38	50	72	104	133
Номинальное давление P , МПа	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Объемный КПД η_0^* при $P=2,5$ МПа	0,76	0,78	0,80	0,82	0,88	0,89	0,91	0,92
Полный КПД, η	0,54	0,56	0,64	0,68	0,72	0,74	0,76	0,77

Таблица П.3.3

Характеристики пластинчатых нерегулируемых насосов типа Г12

Основные параметры	Г12-31 АМ	Г12-31 М	Г12-32 АМ	Г12-32 М	Г12-33 АМ	Г12-33 М	Г12-24 АМ	Г12-24 М	Г12-25 АМ	Г12-25 М	Г12-26 АМ
Рабочий объем q , см ³	8	12,5	16	25	32	40	63	80	125	160	224
Номинальная подача Q^* , л/мин	5	8	12	18	25	35	50	70	100	140	200
Номинальное давление P^* , МПа	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
Объемный КПД η_o^* при $P^* = 2,5$ МПа	0,73	0,78	0,81	0,85	0,89	0,92	0,89	0,9	0,92	0,93	0,9
Полный КПД, η	0,55	0,6	0,7	0,76	0,8	0,84	0,8	0,82	0,85	0,86	0,9

Таблица П.3.4

Характеристики пластинчатых нерегулируемых насосов типа БГ12

Основные параметры	БГ12-21АМ	БГ12-21М	БГ12-22АМ	БГ12-22М	БГ12-23АМ	БГ12-23М	БГ12-24АМ	БГ12-24М	БГ12-25АМ
Рабочий объем q , см ³	5	8	12,5	16	20	25	45	56	80
Номинальная подача Q^* , л/мин	5,4	9	14,6	19,4	25,5	33	56	74	102
Номинальное давление P^* , МПа	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Объемный КПД η_o^* при $P^* = 2,5$ МПа	0,72	0,75	0,78	0,81	0,85	0,88	0,83	0,88	0,9
Полный КПД, η	0,55	0,6	0,66	0,7	0,75	0,8	0,75	0,77	0,85

Таблица П.3.5

Характеристики аксиально-поршневых нерегулируемых насосов типа НА(НС)

Основные параметры	НА 4/320	НА 63/320	НА 10/320	НА 16/320	НА 25/320	НА 32/320
Рабочий объем q , см ³	4	6,3	10	16	25	32
Подача, л/мин	5,25	8,3	13,5	22	34,8	45
Номинальное давление P^* , МПа	32	32	32	32	32	32
Объемный КПД η_o^* при $P^* = 10$ МПа	0,88	0,88	0,91	0,92	0,93	0,94
Полный КПД, η	0,82	0,82	0,86	0,86	0,87	0,88

Таблица П.3.6

Аксиально-поршневые нерегулируемые насосы типа Г13-3М

Основные параметры	Г13- 35М;Г13- 35МЛ	2Г13- 35М;2Г13- 35МЛ	2Г13- 35МС;2Г13- 35МСП;2Г13- 35МСЛ;2Г13- 35МСПЛ	Г13- 36М;Г13- 36МЛ	2Г13- 36М;2Г13- 36МЛ	2Г13- 36МС;2Г13- 36МСЛ;2Г13- 36МСПЛ
Рабочий объем q , см ³	71	71	71	140	140	140
Подача Q^* , л/мин: номинальная минимальная	100 10	100 10	100 10	200 20	200 20	200 20
Номинальное давление P^* , МПа	16	16	16	16	16	16
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Объемный КПД, η_o^*	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
Полный КПД, η	0,88	0,86	0,85	0,885	0,865	0,855

Таблица П.3.7

Пластинчатые регулируемые насосы типа НПлР

Основные параметры	НПлР 20/16	НПлР 50/16	НПлР 80/16	НПлР 125/16
Рабочий объем q , см ³	4-20	10-50	16-80	25-125
Номинальная подача Q^* , л/мин	24	63,5	97	152
Номинальное давление P^* , МПа	16	16	16	16
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1450	1450	1450	1450
Объемный КПД η^*_0	0,82	0,87	0,83	0,84
Полный КПД, η	0,69	0,7	0,74	0,74

Таблица П.3.8

Аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 2Г15-1

Основные параметры	2Г15-14	2Г15-15
Рабочий объем q , см ³	71	140
Номинальная подача Q^* , л/мин	100	200
Номинальное давление P^* , МПа	6,3	6,3
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1440	1440
Объемный КПД η^*_0	0,89	0,87
Полный КПД, η	0,80	0,79

Таблица П.3.9

Гидромоторы шестеренные ГМШ

Основные параметры	ГМШ-10	ГМШ-32-3	ГМШ50У-3	ГМШ50-3	ГМШ-100
Рабочий объем q , см ³	12,5	32	49,1	50	100
Давление на входе, МПа:					
номинальное	10	16	14	16	16
максимальное	12,5	17,5	16	17,5	17,5

Частота вращения вала n , об/мин:					
номинальная	3780	1500	1500	1500	1500
максимальная	4800	1920	1920	1920	1920
минимальная	750	500	500	500	500
Крутящий момент не менее, Н·м					
номинальный	13,53	69,79	93	108,11	213,85
страгивания		34,9		54,05	106,92
Полный КПД, η	0,78	0,8	0,78	0,8	0,8

Таблица П.3.10
Высокомоментные гидромоторы типа МР

Основные параметры	МР450	МР700	МР1100	МР1800	МР2800	МР4500	МР7000
Рабочий объем q , см ³	452	707	1126	1809	2780	4500	6993
Номинальный расход масла, л/мин	62	90	119	153	176	192	222
Давление на входе, МПа:							
номинальное	21	21	21	21	21	21	21
максимальное	25	25	25	25	25	25	25
пиковое	32	32	32	32	32	32	32
Частота вращения вала n , об/мин:							
минимальная	1,5	1	1	1	1	1	1
номинальная	140	120	100	80	60	40	30
максимальная	400	340	280	220	170	120	80
Крутящий момент не менее, Н·м:							
при 21 МПа	1386	2160	3530	5680	8740	14000	21700
при 25 МПа	1650	2570	4160	6700	10300	15480	25600
Полный КПД, η	0,84	0,85	0,8	0,85	0,85	0,85	0,85

Таблица П.3.11

Аксиально-поршневые регулируемые гидромоторы

Основные параметры	209.25	309.25	309.32	312.20	312.25	312.32
Рабочий объем q , см ³ :						
максимальный	113	107	225	56	112	224
минимальный	31	31	75	16,1	32,2	73,6
Номинальный расход масла, л/мин						
максимальный	-	-	-	82,5	140	224
минимальный				25,2	50,3	73,6
Давление на входе, МПа:						
номинальное	20	20	20	20	20	20
максимальное	32	32	28	32	32	32
Частота вращения вала n , об/мин:						
номинальная	1200	1500	900	1500	1200	960
максимальная	2500	3000	1920	3000	2400	1920
минимальная	50	50	50	37,8	60	75
Крутящий момент, Н·м:						
номинальный	341	323	679	165	332	664
максимальный	546	517	952	330	664	968
Полный КПД, η	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91

Таблица П.3.12

Аксиально-поршневые нерегулируемые гидромоторы

Основные параметры	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Рабочий объем q , см ³	11,6	28,1	54,8	107	225
Давление на входе, МПа:					
номинальное	20	20	20	20	20
максимальное	35	35	25	25	25
Частота вращения вала n , об/мин:					
номинальная	2400	1920	1500	1400	1120
максимальная	5000	4000	2240	1800	2000
Крутящий момент не менее, Н·м:					
номинальный	36,2	87,6	174	340	715
максимальный	46	113	218	425	895
Полный КПД, η	0,88	0,82	0,87	0,87	0,86

