

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Масалов Владимир Николаевич
Должность: ректор
Дата подписания: 16.07.2022 22:33:34
Уникальный программный идентификатор:
f31e6db16690784ab6b50c5564da269716d3454fc

**МИНИСТЕРСТВО ТРУДА И СОЦИАЛЬНОГО ЗАЩИТЫ
ОБЩЕСТВЕННОГО ПОСЛАДСТВОМ БОЛЖЕТИНОГ
УЧЕБНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
СЕРВИСНАЯ СЛУЖБА РАБОТНИКАМ АГРАРНОЙ УПРАВЛЕНИЯ
КОММУНИКАЦИЯ**

Резюме КДН

Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине «Психологические и психопатологические системы»

Д. псих. наук, доцент, кандидат педагогических наук, доцент кафедры психологии и психологии КДН, доцент кафедры психологии и психологии КДН, доцент кафедры психологии и психологии КДН

Срел. 20.20

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СХЕМ ГИДРОПРИВОДА.....	7
1.1. Выбор способа регулирования.....	9
1.2. Выбор распределителя, напорного клапана и делителя потока.....	11
1.3. Выбор фильтра и места его установки.....	12
1.4. Использование гидроаккумулятора.....	13
1.5. Выбор рабочей жидкости.....	14
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	15
2.1. Подбор гидроаппаратуры.....	22
2.2. Определение действительных перепадов давлений.....	23
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	26
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРОПРИВОДА.....	29
4.1. Определение КПД при постоянной нагрузке.....	29
4.2. Определение КПД при работе в циклическом режиме.....	29
5. РАСЧЕТ ОБЪЕМА ГИДРОБАКА.....	31
6. ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА.....	34
7. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.....	37
7.1. Варианты исходных данных.....	37
7.2. Гидравлические схемы приводов.....	39
ЛИТЕРАТУРА.....	50
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	51
Приложение 1. Образец титульного листа курсовой работы.....	51
Приложение 2. Образец задания на курсовую работу.....	52
Приложение 3. Греческий алфавит.....	53
Приложение 4. Переводные множители для некоторых метрических единиц измерения в единицы измерения СИ.....	54
Приложение 5. Технические характеристики насосов и гидромоторов...	

ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по гидравлическим и пневматическим системам предусматривает цель углубить и расширить познания студентов в области гидравлики, 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, гидролиний и выбор гидроаппаратуры; обоснование и расчет диапазона регулирования; расчет полного КПД и эффективности использования установленного двигателя. Состав работы: расчетно-пояснительная записка (25-30 листов), чертеж гидромашин или гидроаппаратуры (согласно варианта задания).

Пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

- 1) титульный лист (см. Приложение 1);
- 2) задание, выданное и утвержденное преподавателем (см. Приложение 2);
- 3) содержание;
- 4) введение;
- 5) основную часть;
- 6) заключение;
- 7) литература;
- 8) чертеж гидроэлемента.

Все расчеты должны сопровождаться необходимыми пояснениями. Расчетные формулы необходимо размещать по центру строки с обязательным указанием номера формулы с правой стороны. Формулы также необходимо пояснять. Рисунки в пояснительной записке размещаются с обязательным указанием порядкового номера и наименования под ними. Таблицы нумеруются с правой 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 выборе численных значений тех или иных величин должна быть сделана ссылка на литературный источник с указанием страницы. При получении искомой величины, необходимо указать ее размерность.

Номера схем и исходные данные задаются преподавателем. Правила выбора номера схемы варианта с исходными данными изложены в пункте 7.

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 привода, предназначенные для выполнения отдельных функций. Например, из полной гидравлической схемы экскаватора, одному студенту предлагается рассчитать привод подъема рабочего органа, другому - привод транспортера, третьему - привод рабочего хода 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 величин выражается в единицах системы 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;

$\Delta Q_{ц}$ - утечки жидкости в силовом цилиндре;

$\Delta Q_{зол}$ - утечки в золотнике;

$\Delta Q_{ПК}$ - утечки через предохранительный клапан;

$Q_{ДВ}$ - утечки жидкости в гидромоторе, МПа;

$v_{ПР}$ - скорость поршня при рабочем ходе, м/с;

$v_{ПХ}$ - скорость поршня при холостом ходе, м/с;

$v_{РЖ}$ - 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_M - температура масла в гидросистеме, °С;

T_O - 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_{KP} - момент на валу гидромотора, Н м;
 n - число оборотов вала гидродвигателя, об/мин;
 t_P, t_X - 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;
 η_M - механический КПД гидродвигателя.

1 НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СХЕМ ГИДРОПРИВОДА

При проектировании схем гидро- и пневмопривода 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 строительно-дорожной машины 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 с фиксацией и без фиксации его положения, так и с регулированием скорости перемещения;

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 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 (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Значение рабочего давления для гидроприводов

Вид гидропривода	Рекомендуемое рабочее давление
ГП станочный	$P \approx 6,3$ МПа
ГП валочно-пакетирующих и трелевочных машин	$P = 10$ МПа
ГП 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].

Таблица 1.2 – Значение номинального давления для гидроприводов

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].

Таблица 1.3 – Значение номинального расхода для гидроприводов

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 (рисунок 1, а), обеспечивая наибольшую устойчивость против автоколебаний, и в особенности при малых скоростях движения гидравлического двигателя.

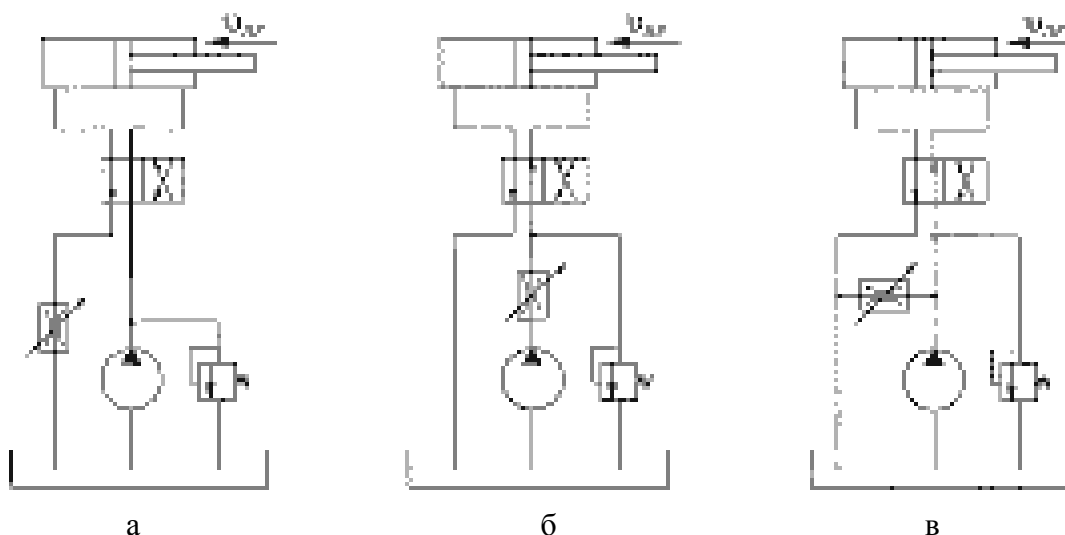


Рисунок 1.1 - Варианты включения дросселя в гидросистему.

Из схемы (рисунок 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 оказывает 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 (рисунок 1, в). Жидкость, подаваемая насосом в объеме 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 страгивания 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 остановки потока рабочей жидкости. Они изменяют направление движения выходного звена гидродвигателя.

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

По типу управления распределители бывают:

- 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 0,01...0,02 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 устанавливаются 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 устанавливаются 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°С ниже возможной рабочей температуры, вязкость при +50°С - не менее 10 мм²/сек, при - 40°С - 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].

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Расчеты гидроприводов поступательного движения поясним применительно к схеме гидропривода, представленной на рисунке 2.1.

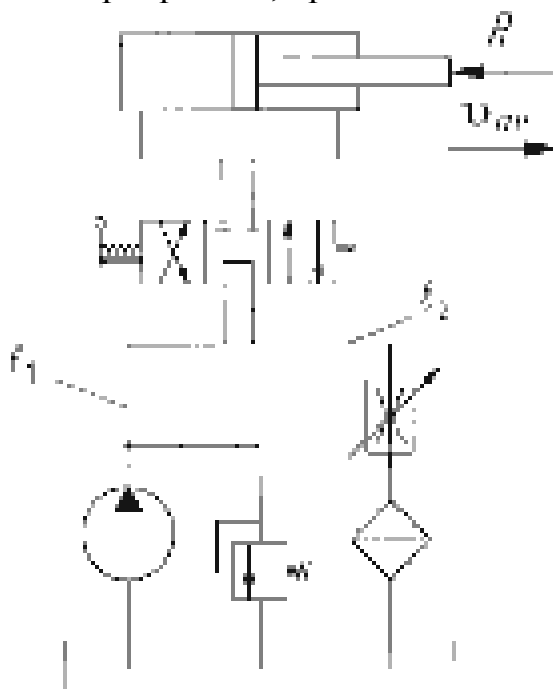


Рисунок.2.1 - Схема гидропривода поступательного движения.

Заданными величинами являются:

- усилие R , приложенное к штоку поршня;
- ход S поршня;
- длины труб l_1 и l_2 , с помощью которых соединяются все элементы привода;
- время рабочего t_P и обратного (холостого) t_X хода поршня;
- рекомендуемый для использования в системе насос (регулируемый или нерегулируемый);
- сорт масла, используемый в ГП;
- допустимая температура масла T_M и температура окружающей среды T_0 .

Решение задачи необходимо начать с определения давлений в полостях силового цилиндра и выбора его диаметра. Обозначим полезные площади силового цилиндра через F_1 и F_2 , а давления в этих полостях через P_1 и P_2 :

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad F_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$$

где D и d - диаметры силового цилиндра и штока поршня.

Составим уравнение равновесия поршня силового цилиндра, пренебрегая силами инерции:

$$P_1 F_1 = P_2 F_2 + R + T$$

где T - сила трения, приложенная к поршню.

Применительно к гидроприводу, представленному на рис.2, давление P_1 в поршневой полости определится:

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

а давление P_2 в штоковой полости:

$$P_2 = \Delta P_{зол 2} + \Delta P_2 + \Delta P_{др} + \Delta P_\phi$$

где P_H - давление, развиваемое насосом, МПа;

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

P_1 и P_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.

Определим площади гидроцилиндра F_1 и F_2 , используя соотношения:

$$v_{ПР} = \frac{Q}{F_1} \quad v_{ПХ} = \frac{Q}{F_2}$$

где $v_{ПР}$ и $v_{ПХ}$ - скорости поршня при рабочем и холостом ходе.

Преобразуем (2.4) к виду:

.

.

Расход жидкости, поступающий в силовой цилиндр можно определить по формуле

$$Q = v_{П} \cdot F$$

Если расход жидкости, поступающий в силовой цилиндр при рабочем и холостом ходе одинаков, то

$$Q = v_{ПР} \cdot F_1 \text{ и } Q = v_{ПХ} \cdot F_2$$

поэтому

Из этого следует, что:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{d}{D} \quad \Rightarrow \quad \frac{d}{D} = \frac{(D^2 - d^2)}{D^2}$$

откуда

$$d = D \sqrt{1 - \frac{F_2}{F_1}}$$

Следовательно, выражение площади поршня в штоковой полости примет вид:

$$F_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$$

Подставляя выражения площадей F_1 и F_2 в (2.1), сможем определить диаметр поршня

$$d = \sqrt{\frac{1(D^2 - T)}{1 - \frac{F_2}{F_1}}}$$

или

$$d = \sqrt{\frac{D^2(1 - T)}{1 - \frac{F_2}{F_1}}}$$

Следовательно, для определения диаметра поршня цилиндра D нужно найти силу трения T и перепады давлений. Сила трения T увеличивается с ростом давления жидкости в цилиндре и лежит в диапазоне

$$T = (0.02...0.01)R$$

Для определения перепадов давлений воспользуемся справочными данными, приведенными в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Справочные данные для определения перепадов давлений в гидроаппаратуре при номинальном расходе*(Здесь и далее параметры, обозначенные *, относятся к номинальным)

Гидроаппаратура	Перепад давлений, МПа	Гидроаппаратура	Перепад давлений, МПа
Золотник	0,2	Клапан редуционный	0,5
Обратный клапан	0,15	Гидроклапан давления	0,6
Дроссель	0,3	Напорные золотники	0,3
Регулятор потока (скорости)	0,3 (0,5)	Фильтр пластинчатый	0,1

Применительно к гидроприводу, представленному на рисунке 2, перепады давлений на золотнике, дросселе и фильтре примем следующим образом

$$\begin{aligned}\Delta P_{зол 1} &= \Delta P_{зол 2} = 0,2 \text{ МПа}; \\ \Delta P_{др} &= 0,3 \text{ МПа}; \\ \Delta P_{\phi} &= 0,1 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Так как перепады давлений в трубах на первой стадии расчета определить нельзя, то примем предварительно $\Delta P_1 = \Delta P_2 = 0,2$ МПа.

Схемой гидропривода, представленной на рисунке 2.1, предусматривается нерегулируемый насос. В приложении 7 приведены таблицы с техническими характеристиками насосов и гидромоторов. Выбор насоса производим по номинальному давлению P^* и подаче Q .

В зависимости от выбранного насоса, задавшись давлением P_H , по формуле находим диаметр D силового цилиндра и в соответствии с ГОСТ 12447-80 округляем до ближайшего стандартного значения в большую сторону.

Стандартные диаметры цилиндров, мм:

5; 8; 10; 14; 16; 18; 20; 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; 500; 630; 800.

По данным [12, с.62], давление в гидроцилиндре назначается ориентировочно в зависимости от величины полезного усилия R .

При $R = 10 \dots 20$ кН давление $P_H \approx 1,6$ МПа;
 при $R = 20 \dots 30$ кН - $P_H \approx 3,2$ МПа;
 при $R = 30 \dots 50$ кН - $P_H \approx 6,3$ МПа;
 при $R = 50 \dots 100$ кН - $P_H \approx 10$ МПа.

Основные параметры гидроцилиндров по ОСТ 22-1417-79 можно принять также из [14, с.90-91].

Для штоков, работающих на сжатие, должно соблюдаться условие $S < 10D$. При $S > 10D$ шток следует проверить на продольный изгиб. Величину заделки штока принимают равной диаметру D гидроцилиндра, а длину образующей поршня $0,8D$. Расчет штока гидроцилиндра на продольный изгиб см. [9, с.92], а демпферного устройства [9, с.93].

Толщину δ стенки гидроцилиндра можно определить по формуле Ляме [12, с.64]:

$$\delta = \frac{D}{k} \left(\sqrt{\frac{p \cdot D \cdot (k + 0,15)}{1,3 \cdot \sigma} - 1} \right)$$

а при \dots по формуле:

Допускаемые напряжения на растяжение принимаются равными для стали $[\sigma] = 50 \dots 60$ МПа ($1 \cdot 10^6$ Н/м²), для чугуна $[\sigma] = 15$ МПа ($1 \cdot 10^6$ Н/м²). Коэффициент запаса $k = 1,25 \dots 2,5$.

Далее определяется расход жидкости, поступающей в левую поршневую полость силового цилиндра,

$$Q_{\text{ц}} = \dots \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v_{\text{пр}}}{4}$$

где $v_{\text{пр}}$ - скорость перемещения поршня, м/с.

Подача насоса с учетом утечек рабочей жидкости определится по формуле:

$$Q_{\text{н}} = (Q_{\text{ц}} + \Delta Q_{\text{ц}}) \cdot z + \Delta Q_{\text{зол}} + \Delta Q_{\text{ПК}}$$

где $\Delta Q_{\text{ц}}$ - утечки жидкости в силовом цилиндре;

$\Delta Q_{\text{зол}}$ - утечки в золотнике;

$\Delta Q_{\text{ПК}}$ - утечки через предохранительный клапан;

z - число гидроцилиндров.

Утечки через предохранительный клапан примем $\Delta Q_{\text{ПК}} = 0,1 Q_{\text{н}}$. Утечки в силовом цилиндре $\Delta Q_{\text{ц}}$ приведены в табл.2.2, в золотнике $\Delta Q_{\text{зол}}$ - в табл.2.3.

Таблица 2.2 - Основные параметры гидроцилиндров

Основные параметры	Диаметр цилиндра D, мм								
	40	50	63	70	80	90	100	110	125
Номинальный расход Q*, л/мин	20	25	40	50	50	50	80	100	100
Максимальное (теоретическое) толкающее усилие, кН	7.75	12.0	18.8	23.7	31	39.2	48.5	58.6	75.8
Ход поршня до..., мм	200	200	200	300	400	630	630	630	800
Утечки ΔQ _ц при давлении P*=6,3 МПа, см ³ /мин	25	32	40	45	50	56	63	70	80

Таблица 2.3 - Утечки жидкости в золотнике

Наименование параметра	Значения					
Диаметр условного прохода, мм	8	10	12	16	20	32
Утечки ΔQ _{зол} при давлении P*=6,3 МПа, см ³ /мин	50	100	150	200	250	300

Если P₁ отличается от P* , то действительные утечки жидкости в силовом цилиндре и в золотнике можно найти из выражений

$$\Delta Q_{ц1} = \Delta Q_{ц} \frac{P_1}{P^*}, \quad \Delta Q_{зол} = \Delta Q_{зол} \frac{P_1}{P^*}$$

Подставим полученные значения Q_{ц1}, Q_ц, Q_{зол}, Q_{ПК} в уравнение (2.11) и найдем Q_н. Для подбора насоса обратимся к прил.7. Так как Q_н = qnη₀, то рабочий объем насоса

где n - частота вращения ротора насоса;

η₀ - объемный КПД насоса.

В технических характеристиках насосов указаны номинальные значения объемного КПД η₀* при номинальном давлении P*. Если P_н отличается от P*, то действительный объемный КПД можно найти из выражения

$$\eta_0 = \eta_0^* \left(\frac{P_n}{P^*} \right)^{\alpha}$$

Вычислив η_0 , находим согласно (2.12) рабочий объем q , и по нему подбираем насос. После этого уточняем расход жидкости, сбрасываемый через предохранительный клапан в приемный бак:

Таблица 2.4 - Рекомендуемые значения скорости рабочей жидкости

Наименование параметра	Значения					
P_H , МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{РЖ}$, м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Имея в виду, что:

$$v_{РЖ} = \frac{q_{РЖ}}{F_{Т}}$$

где d_T - внутренний диаметр труб, получим:

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

Найденное значение диаметра d_T округляем до ближайшего стандартного в большую сторону согласно ГОСТ 16516-80 [14, с.7].

Стандартные значения внутреннего диаметра труб:

1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

В гидроприводе применяются стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75, медные трубы по ГОСТ 617-72, алюминиевые трубы по ГОСТ 18475-82, латунные трубы по ГОСТ 494-76 [14, с.351] и рукава высокого давления по ГОСТ 6286-73 [14, с.363], [2, с.253].

Технические характеристики жестких и эластичных трубопроводов, поворотных соединений трубопроводов подробно изложены в [6, с.195-202]. Уточнив значение d_T , находим среднюю скорость движения жидкости в трубах:

$$v_{РЖ} = \frac{q_{РЖ}}{F_{Т}}$$

Зная расходы и ориентировочные величины давлений, приступим к выбору гидроаппаратуры.

2.1 Подбор гидроаппаратуры

Согласно выбранной схемы гидропривода, а также учитывая значения расходов и давлений, произведем подбор гидроаппаратуры. Для конкретизации в качестве расчетного условно принят расход $Q = 20$ л/мин. Применительно к гидроприводу, представленному на рисунке 2.2, необходимо выбрать предохранительный клапан, распределительный золотник, дроссель и фильтр. Все данные по выбранной аппаратуре сводим воедино на примере таблице 2.5.

Таблица 2.5 - Утечки жидкости в золотнике

Гидроаппаратура	Кол-во	Тип	Расход, л/мин	Давление, МПа	Перепад давлений, МПа
Предохранительный клапан	1	Г52-22	20	6.3	0.15
Золотник с ручным управлением	1	ПГ74-22	20	20	0.2
Дроссель	1	ПГ-77	20	20	0.3
Фильтр сетчатый	1	С42-51	16	0.63	0.1

Из таблице 2.5 видно, что выбранные предохранительный клапан, золотник с ручным управлением и дроссель соответствуют расчетному расходу, а фильтр имеет пропускную способность 16 л/мин, что меньше расчетного, поэтому в гидросистему необходимо параллельно включить два фильтра. При этом перепад давлений на фильтрах составит:

$$\Delta P_{\phi} = \Delta P^* \frac{Q_{\phi}}{Q^*} = 0,1 \cdot \frac{10}{16} = 0,0625 \text{ МПа}$$

Здесь:

$$Q_{\phi} = \frac{Q^*}{n} = \frac{20}{2} = 10 \text{ л/мин}$$

где n - число фильтров.

Таким образом, был произведен подбор гидроаппаратуры, которая удовлетворяет расчетным данным и по расходу и по давлению.

2.2 Определение действительных перепадов давлений

При определении перепадов давлений исходят из расходов, на которые рассчитана гидроаппаратура. Действительные расходы отличаются от справочных. Поэтому необходимо уточнить значения перепадов давлений. Перепады давлений на золотнике можно найти из выражений

$$\Delta P_{зол} = \Delta P_{зол}^* \left(\frac{Q_{ц1}}{Q_{зол}^*} + \frac{Q_{ц2}}{Q_{зол}^*} \right)^2$$

где $\Delta P_{зол}^*$ - перепад давлений на золотнике при расходе $Q_{зол}^*$;

$Q_{ц1}$ - расход жидкости в полость нагнетания цилиндра;

$Q_{ц2}$ - расход жидкости из полости слива.

Аналогично могут быть уточнены значения R и для другой гидроаппаратуры. Однако при подсчете перепада давления на фильтре величины

$$\dots$$

Для вычисления расхода $Q_{ц2}$ жидкости, вытекающей из штоковой полости, необходимо найти по формуле диаметр штока d , округлить его значение до ближайшего стандартного в большую сторону по ГОСТ 12447-80 (см. выше) и найти расход

$$Q_{ц2} = \frac{Q_{зол}^* \cdot \left(\frac{Q_{ц1}}{Q_{зол}^*} + \frac{Q_{ц2}}{Q_{зол}^*} \right)^2}{2}$$

Далее вычисляем средние скорости течения масла в трубах l_1 и l_2 (см. рис.2). Средняя скорость течения жидкости $V_{ж1}$ была уже определена по (2.16). Если диаметры труб одинаковые, то

$$V_{ж2} = \frac{Q_{ц2}}{F_{ш}}$$

Найдем перепады давлений в трубах. Для этого вычислим числа Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{V_{ж1} \cdot d}{\nu} \quad Re_2 = \frac{V_{ж2} \cdot d}{\nu}$$

Зная, чему равна кинематическая вязкость ν_{50° масла при температуре 50°C , найдем его значение при температуре T_M по формуле:

$$\nu = \nu_{50} \left(\frac{T_M}{50} \right)^{0.7}$$

или по справочнику.

В таблице 2.6 приведены значения n , а в таблице 2.7 - значения вязкости масла в стоксах ($1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$).

Таблица 2.6 - Значения показателей степени n в формуле (2.19)

$\nu_{50^\circ} \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2/\text{с}$	n	$\nu_{50^\circ} \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2/\text{с}$	n
0,028	1,39	0,373	2,24
0,0625	1,59	0,451	2,32
0,09	1,72	0,529	2,42
0,118	1,79	0,606	2,49
0,212	1,99	0,684	2,52
0,293	2,13	0,8	2,56

Таблица 2.7 - Кинематическая вязкость некоторых индустриальных масел

Масло индустриальное	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\nu_{50^\circ} \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2/\text{с}$
И-5	50	890	0,04...0,05
И-8	50	900	0,06...0,08
И-12	50	880	0,10...0,14
И-20	50	885	0,18
И-25	50	890	0,24...0,27
И-30	50	890	0,28...0,33
И-40	50	895	0,35...0,45
И-45	50	900	0,42
И-50	50	910	0,50
И-70	50	910	0,65...0,75
И-100	50	920	0,90...1,18

Для дальнейших расчетов необходимо определить безразмерный коэффициент гидравлического трения, который зависит от режима течения жидкости.

При ламинарном режиме Т.М. Башта [3, с.29] для определения коэффициента гидравлического трения λ рекомендует при $Re < 2300$ применять формулу

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

а при турбулентном режиме течения жидкости в диапазоне $Re = 2300 \dots 100000$ коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

Если

где $\Delta_{\text{э}}$ - эквивалентная шероховатость труб (для новых бесшовных стальных труб $\Delta_{\text{э}} = 0,05$ мм, для латунных - $\Delta_{\text{э}} = 0,02$ мм), то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А.Д. Альтшуля .

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

Определив коэффициенты гидравлического трения λ , находим перепады давлений в трубах:

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{\rho v_1^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{\rho v_2^2}{2}$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³ (см. табл.2.7);

λ_1 и λ_2 - коэффициент гидравлического трения для напорной и сливной гидролинии соответственно.

Перепады давлений на дросселе оставляем такими же, как и ранее (перепады давлений на дросселе зависят от степени его открытия). Зная перепады давлений, находим давления в полостях силового цилиндра:

$$P_2 = \Delta P_{\text{зол } 2} + \Delta P_2 + \Delta P_{\text{ДР}} + \Delta P_{\Phi}$$

затем находим

$$P_1 = \frac{P_2 \cdot d_2^5}{d_1^5}$$

и уточняем давление, развиваемое насосом:

$$P_H = P_1 + \Delta P_{\text{зол } 1} + \Delta P_1$$

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

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

$$M_{\text{кр}} = \frac{\sigma_{\text{ДВ}}}{\tau} \cdot q$$

откуда

$$q = \frac{M_{\text{кр}} \cdot \tau}{\sigma_{\text{ДВ}}}$$

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

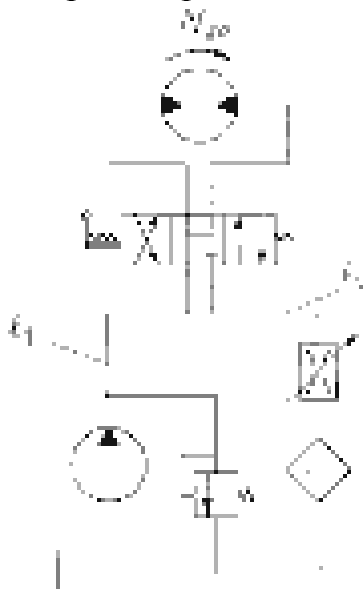


Рисунок 3.1 - Схема гидропривода вращательного движения.
Из схемы, представленной на рисунке 3.1, видно, что

$$P_{\text{ДВ}} = P_1 - P_2$$

где

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

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

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

$$q = \frac{M_{\text{кр}} \cdot \tau}{\sigma_{\text{ДВ}}}$$

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 рисунке 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

$$\Delta Q_{ДВ} = \Delta Q_{ДВ}^* \left(\frac{P_1}{P^*} \right)^{0,5}$$

Если задан объемный КПД η_{*0} при давлении P^* , то для определения утечек $\Delta Q_{ДВ}^*$ можно воспользоваться следующими соображениями:

$$\eta_{*0} = \frac{Q_{ДВ}}{Q_{ДВ} + \Delta Q_{ДВ}^*}$$

$$\Delta Q_{ДВ}^* = Q_{ДВ} \left(\frac{1}{\eta_{*0}} - 1 \right)$$

$$\Delta Q_{ДВ} = Q_{ДВ} \left(\frac{1}{\eta_{*0}} - 1 \right) \left(\frac{P_1}{P^*} \right)^{0,5}$$

Применительно к схеме гидропривода, предоставленного на рисунке 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:

$$\Delta Q_{зол} = \Delta Q_{ДВ}^* \left(\frac{P_1}{P^*} \right)^{0,5}$$

Утечки через предохранительный клапан:

$$\Delta Q_{ПК} = 0,1 Q_H$$

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:

$$\Delta Q_{ПК} = \Delta Q_{ПК}^* \left(\frac{P_H}{P^*} \right)^{0,5}$$

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

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

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

$$d_T = \sqrt[4]{\frac{4Q_{ДВ}}{\pi v}}$$

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

$$v = \frac{4Q_{ДВ}}{\pi d_T^2}$$

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:

$$P_1 = P_{гид} + \rho g h_{гид} + \rho g h_{тр} + \rho g h_{эл} + \rho g h_{эл} + \rho g h_{эл};$$

$$P_2 = P_1 - \rho g h_{тр} - \rho g h_{эл} - \rho g h_{эл};$$

$$P_{гид} = P_{гид} + \rho g h_{гид} + \rho g h_{эл} + \rho g h_{эл};$$

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]:

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{пр}}$$

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

$$N_{пол} = \dots$$

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

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

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

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

для привода с гидроцилиндром

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

где $M_{КРi}$ - 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;

$v_{ПРi}$ - скорость хода поршня при i -ой операции, м/сек;

Δt_i - продолжительность i -ой операции, сек;

$t_{ц}$ - продолжительность всего цикла.

Затрачиваемая мощность привода (насосной установки) $N_{np.cp}$

$$N_{np.cp} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{Hi} P_{Hi}}{\eta_i \tau_{ци}}$$

где Q_{Hi}, P_{Hi} - 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:

$$N_{np.cp} = \frac{P_{ср} Q}{\eta}$$

где среднее за цикл давление в насосе

$$P_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hi} Q_{Hi}}{Q}$$

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

$$\Delta N = N_{np.cр} - N_{пол.cр}$$

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

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

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода

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

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

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

$N_{M\ max}$ - 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 $\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп}$ [6, с.255],



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 (рисунок 5.1).

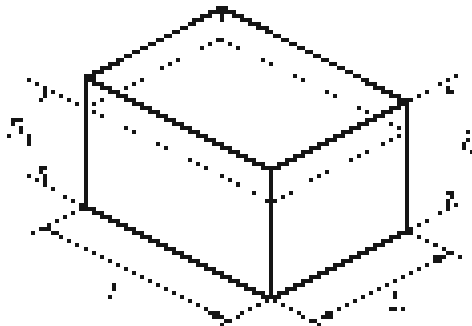


Рисунок 5.1 - Гидравлический бак.

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

$$V = \left(\begin{matrix} a \\ b \\ h_1 \end{matrix} \right)^3$$

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_{KP}) и скоростью $v_{ПР}$ перемещения поршня силового цилиндра (или частотой вращения вала гидромотора) воспользуемся формулой

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

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

$$\begin{cases} P_1 P_2 = P_3 P_4 + P_5 + P_6 \\ P_1 - P_2 = \Delta P_{др} = \Delta P_{к1} - \Delta P_2 \\ P_3 = \Delta P_{к2} + \Delta P_3 = \Delta P_{к3} - \Delta P_4 \end{cases}$$

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

$$\Delta P_{др} = P_2 - \Delta P_{к1} - \Delta P_2 = \frac{P_2^2}{P_1} - \frac{P_2^2}{P_2} = \Delta P_{к1} - \Delta P_2 - \Delta P_4$$

Из рисунка 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.

$$F_{др} = \frac{v_{ПР} F_2}{\mu \sqrt{\frac{\Delta P_{др}}{\rho}}}$$

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

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

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, рисунок 3,

$$Q_{гн} = Q_{гп} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_{др}} \sqrt{F_{др}} \sqrt{2} \frac{M_{кр}}{n}$$

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

$$\begin{cases} \Delta P_{гн} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_{др}} \sqrt{F_{др}} \sqrt{2} \frac{M_{кр}}{n} \\ \Delta P_1 = \mu_{гп} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_{гп}} \sqrt{F_{гп}} \sqrt{2} \frac{M_{кр}}{n} \\ \Delta P_2 = \mu_{гп} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_{гп}} \sqrt{F_{гп}} \sqrt{2} \frac{M_{кр}}{n} \\ \Delta P_{гн} = \frac{2M_{кр}^2}{\rho n^2} \end{cases}$$

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

$$\Delta P_{гн} = \sqrt{\frac{2M_{кр}^2}{\rho n^2}} = \frac{\sqrt{2M_{кр}^2}}{\rho n} = \Delta P_{гн} = \Delta P_{гп} = \Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_{др}$$

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 .

$$F_{др} = \frac{\sqrt{\frac{2M_{кр}^2}{\rho n^2}}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_{др}} \sqrt{2} \frac{M_{кр}}{n}}$$

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



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

$R_{кр}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\Delta P_{др}, \text{МПа}$	$n, \text{об/мин}$
0		
...		
...		
$M_{кр}$		

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

7 ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

7.1 Варианты исходных данных

В таблицах 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 и T_0 - температура масла в гидросистеме и окружающей среды.

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

Комплекты заданий заменяются преподавателем через 2-3 года, которые предусмотрены в виде приложений к данному методическому пособию.

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. №	$T_M, °C$	$T_0, °C$
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	$M_{кр}, кН$	$n, мм$	$t_p, сек$	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 чертеж одного 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.

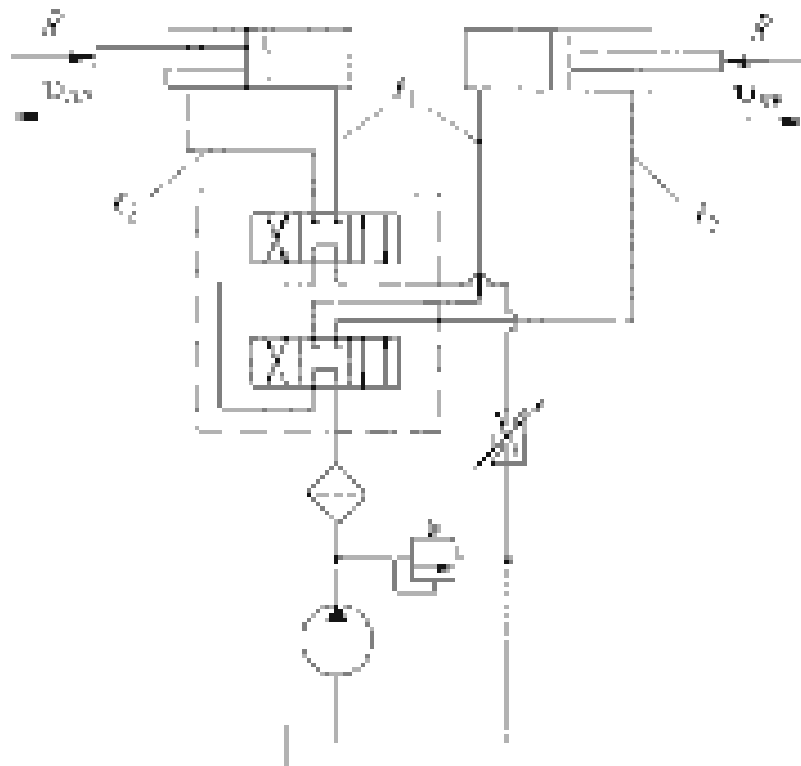
Чертеж может выполняться на формате А4, А3 или А2 в зависимости от сложности гидроэлемента. При необходимости составляется спецификация.

7.2 Гидравлические схемы приводов

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

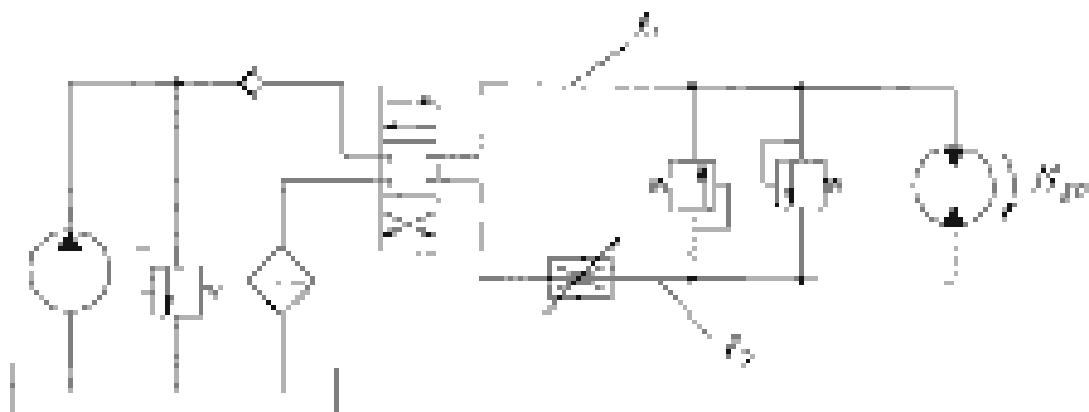
Вариант 1

Вариант 2



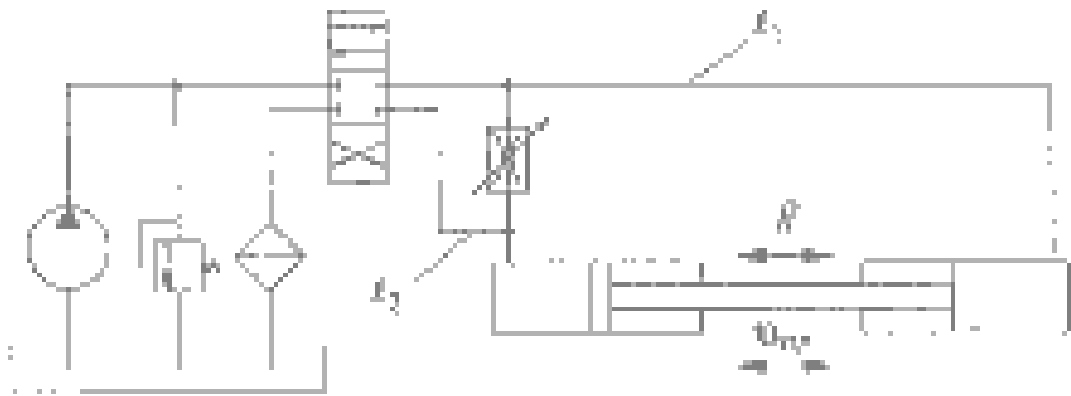
Гидравлическая схема привода механизма поворота экскаватора

Вариант 3



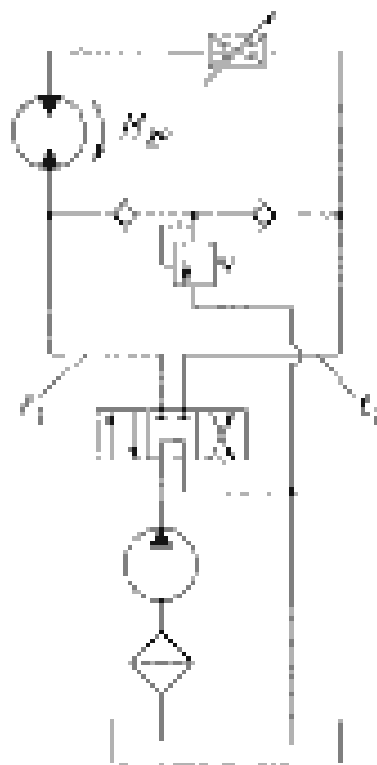
Гидравлическая схема привода поворота крана

Вариант 4



Гидравлическая схема привода рабочего органа траншекопателя

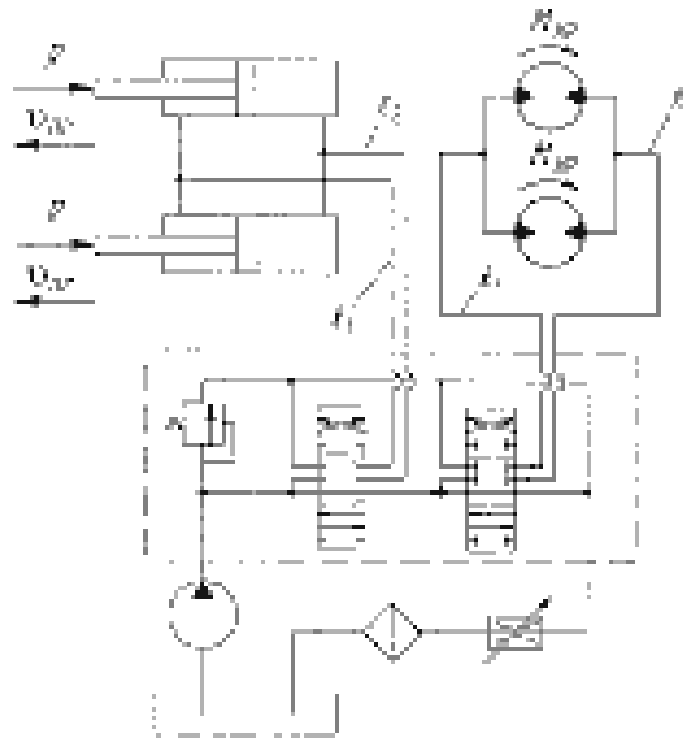
Вариант 5



Гидравлическая схема привода траншейного экскаватора.

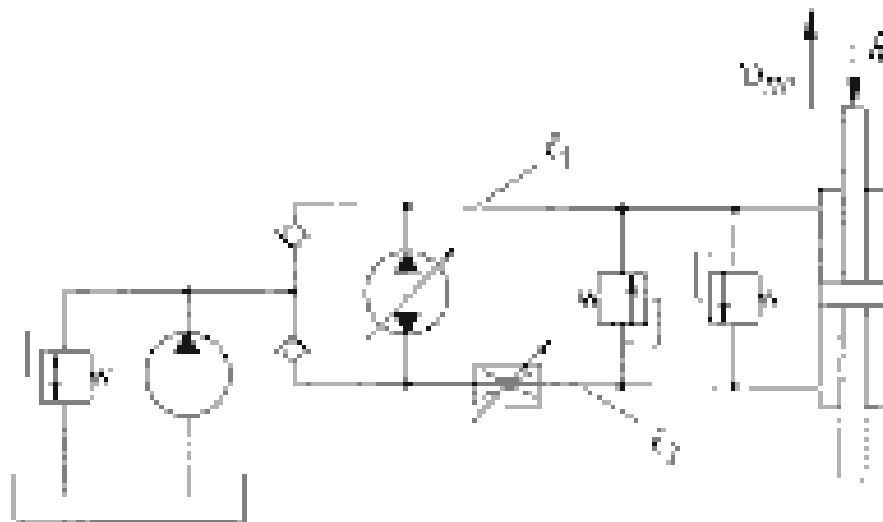
Вариант 6

Вариант 7



Гидравлическая схема привода суппорта камнерезного станка

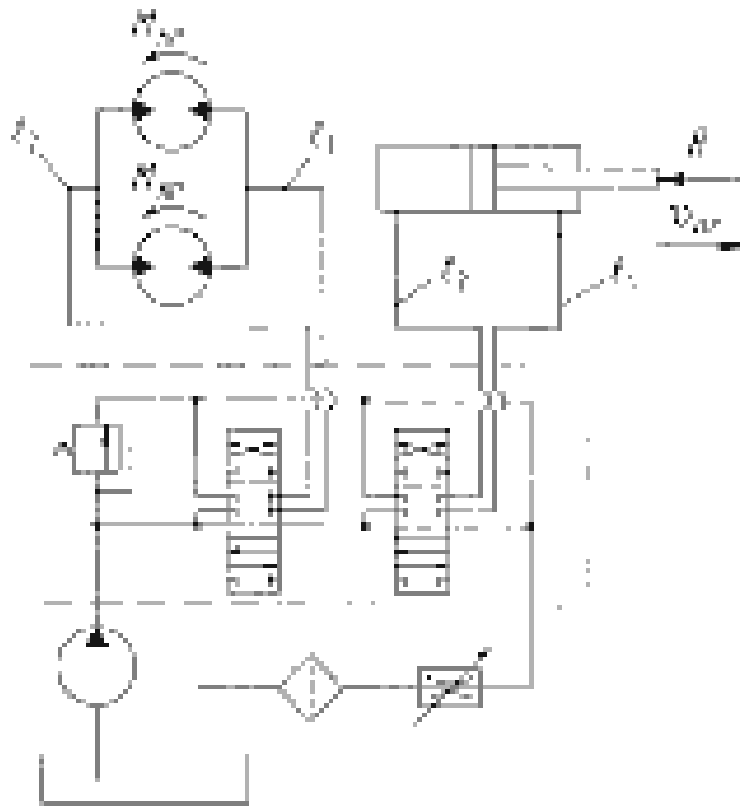
Вариант 8



Гидравлическая схема привода бульдозера-рыхлителя

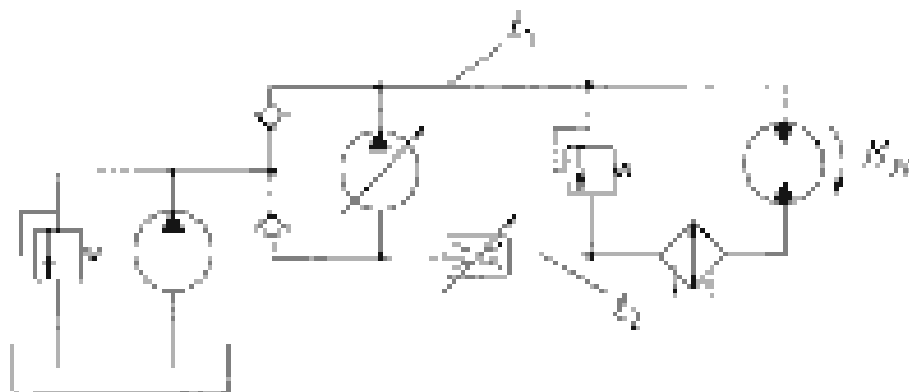
Вариант 9

Вариант 10



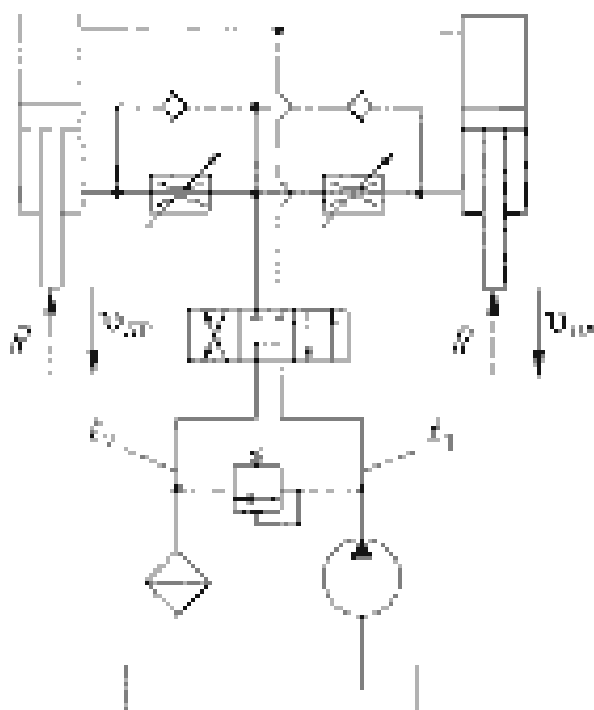
Гидравлическая схема привода тележки ленточнопильного станка

Вариант 11



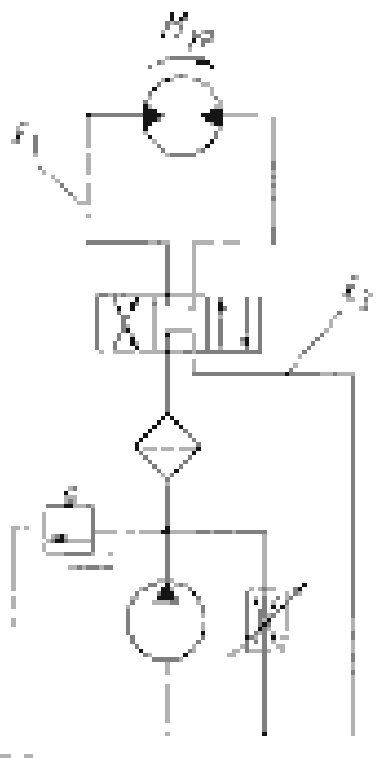
Гидравлическая схема привода подъема рабочего органа фронтального погрузчика

Вариант 12



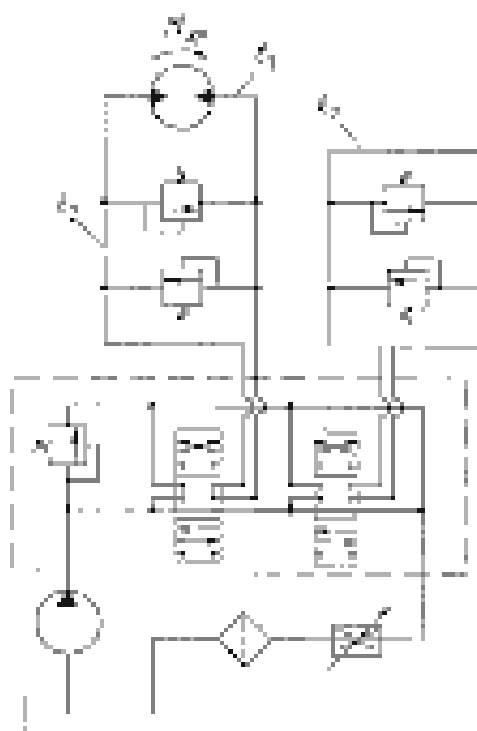
Гидравлическая схема привода вибратора строительной машины

Вариант 13

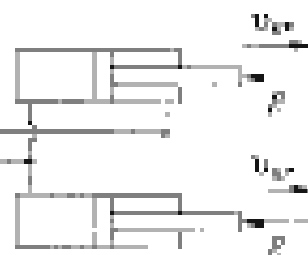


Гидравлическая схема привода траншейного экскаватора.

Вариант 14

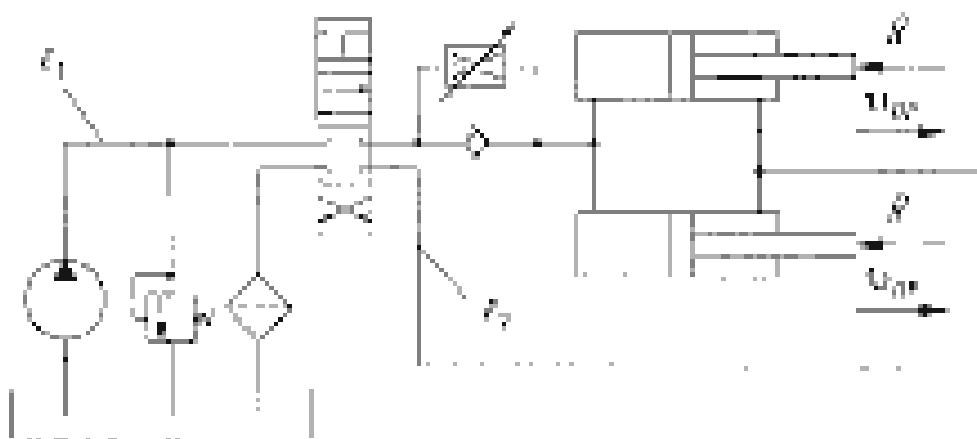


Вариант 15



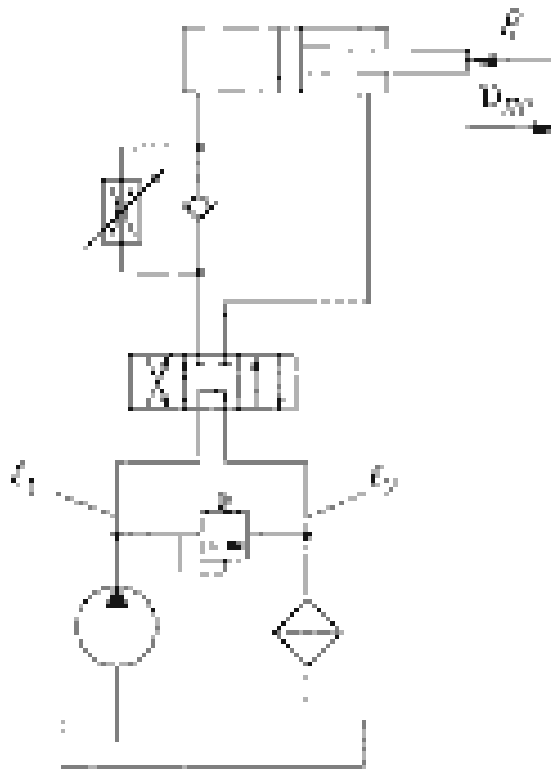
Гидравлическая схема привода строительного подъемника

Вариант 16



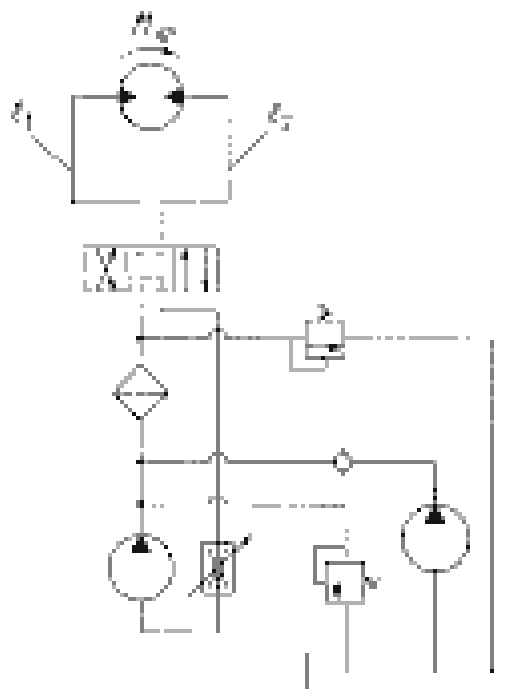
Гидравлическая схема привода подъема-опускания стрелы крана

Вариант 17



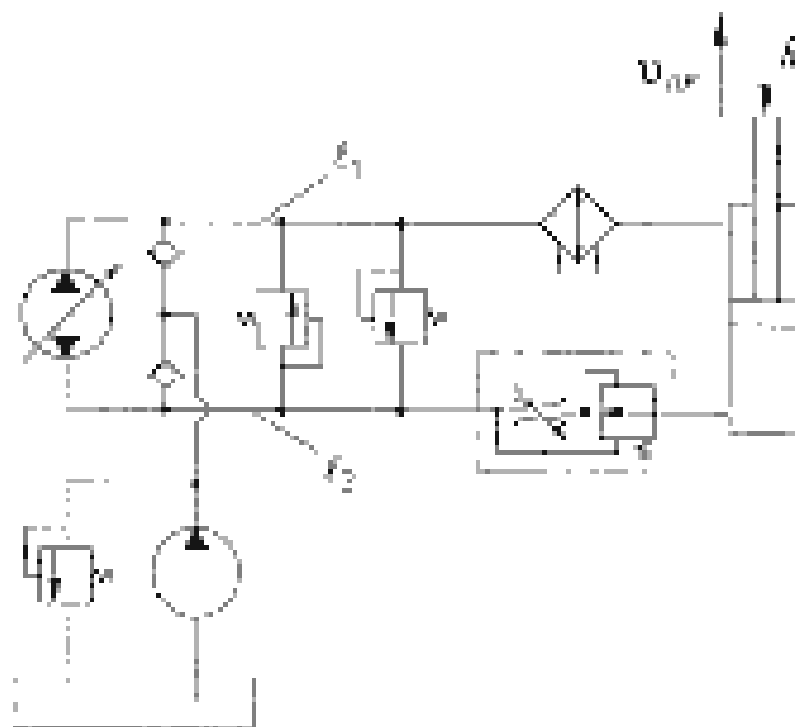
Гидравлическая схема привода строительной лебедки

Вариант 18



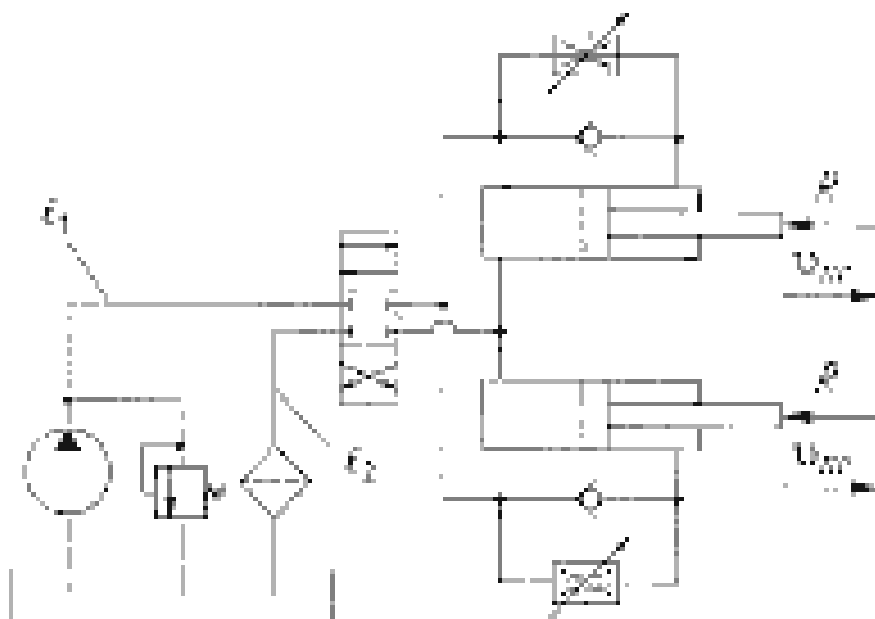
Гидравлическая схема привода поворота платформы

Вариант 19



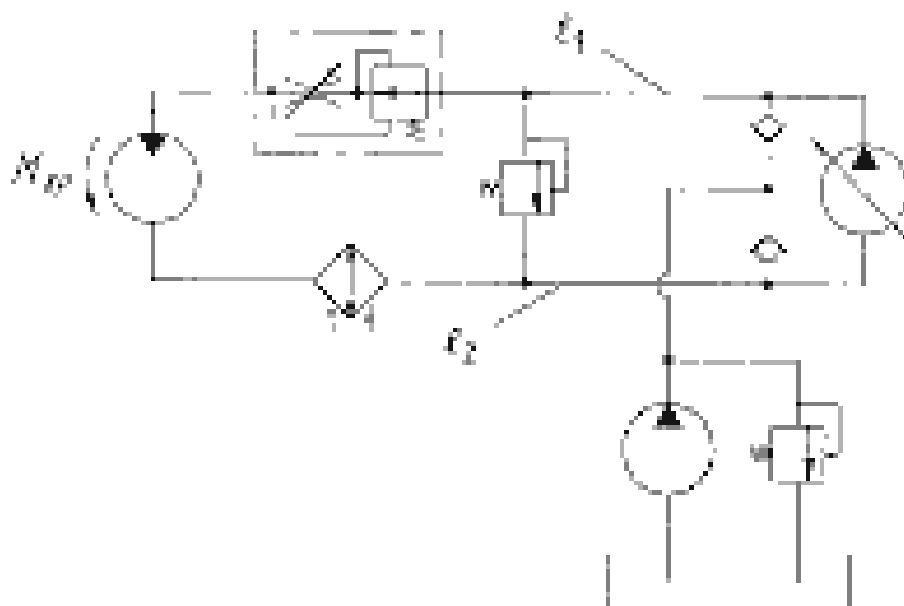
Гидравлическая схема привода поворота стрелы челюстного погрузчика

Вариант 20



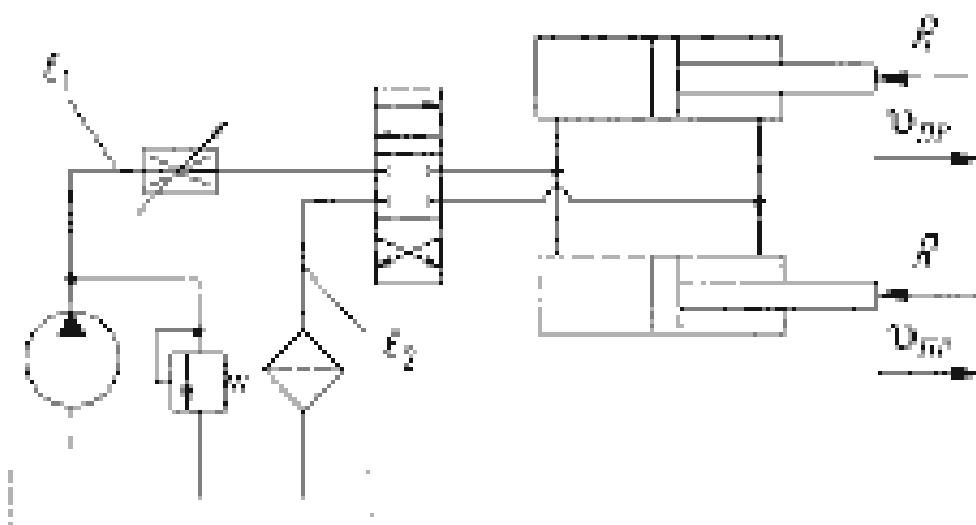
Гидравлическая схема привода снегоочистителя

Вариант 21



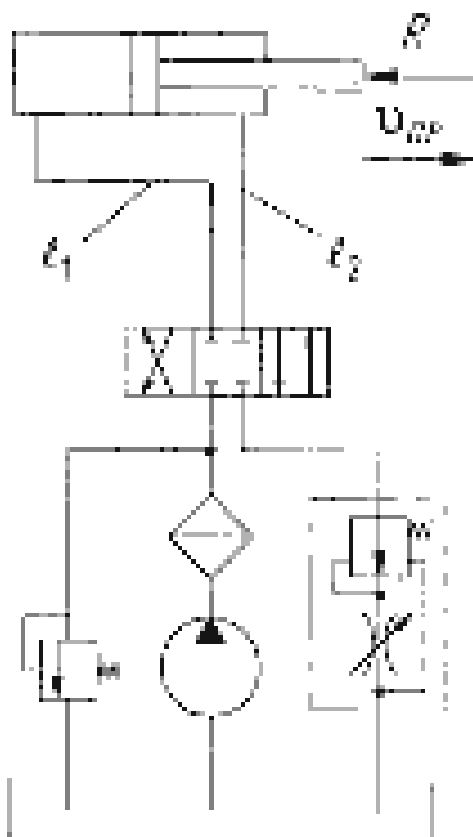
Гидравлическая схема привода поворота платформы

Вариант 22



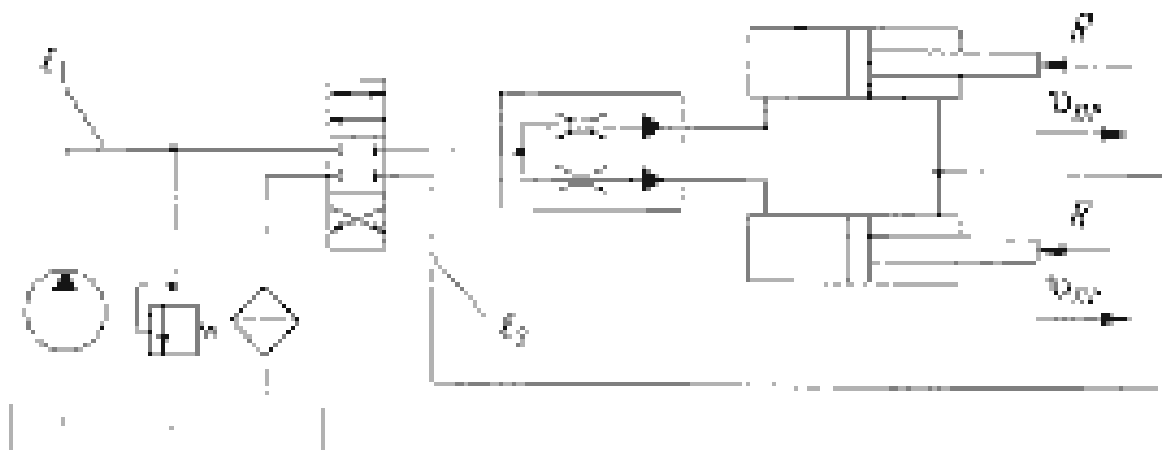
Гидравлическая схема привода стола камерезного станка

Вариант 23



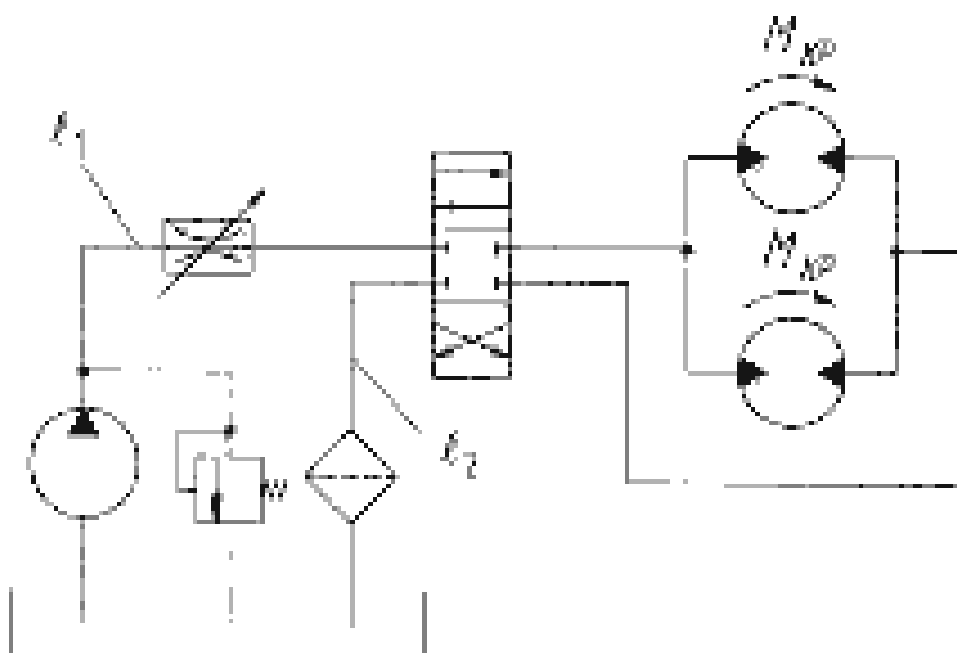
Гидравлическая схема привода грейферного ковша

Вариант 24



Гидравлическая схема привода установки для свивки стальных канатов

Вариант 25



ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Боглан Н.В. и др. Гидро-пневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашинны и передачи. - Минск: Высшая школа, 1987. 310 с.
2. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х Т. - 5-е изд., перераб. и доп. Том 3 - М.: Машиностроение, 1980 г. - 559 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, гидромашинны 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. - 181 с.
6. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301 с., ил.
7. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учебное пособие. - Красноярск: ПИК "Офсет", 1997. - 384 с.
8. Лебедев И.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности. - М.: Лесная промышленность, 1986. - 296 с.
9. Лебедев Н.И. Гидропривод машин лесной промышленности. - М.: Лесная промышленность, 1978. - 304 с.
10. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмопривода: Учебник. - М.: Машиностроение, 1991. - 384 с., ил.
11. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машинны и гидропривод: Уч. Пособие. 3-е изд., перераб. и доп. - М.:Лесная промышленность. 1981.- 424с.
12. Осипов П.Е. Муратов В.С. Гидропривод машин лесной промышленности и лесного хозяйства. - М.: Лесная промышленность, 1970. - 312 с.
13. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Машиностроение, 1969. - 496 с.
14. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М: Машиностроение, 1988. - 512 с.: ил.
15. 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. - 382 с.
16. Подготовка и оформление рукописей учебной, научной и методической литературы, издаваемой Братским государственным техническим университетом: Методические рекомендации, - 2-е изд. перераб. и доп. - Братск: БрГТУ, 2002. - 37 с.
17. Малкин В.П., Калашников Л.А., Синицын Б.М. Гидравлика. Гидравлические машинны и гидроприводы СДМ: Методические указания к выполнению курсовой работы. -Братск: БРИИ, 1988. - 51 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОБРАЗЕЦ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА КУРСОВОЙ РАБОТЫ

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Факультет «Агротехники и энергообеспечения»

Кафедра «Эксплуатация МТП и тракторы»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине: **«Гидравлические и пневматические системы
транспортных и транспортно-технологических
машин и оборудования»**

на тему: **«Гидравлический расчет привода поворота стрелы автокрана
при нагрузке 60 кН»**

Выполнил: студент заочного
отделения группы ЭТТМиК – 321с _____ Стебаков А.А.

подпись

Шифр: 121492

Зарегистрировано: № _____ Замышляева Т.А.
номер дата

подпись

Рекомендовано к защите: _____ Рыжов Ю.Н.
дата

подпись

Оценка работы:

Члены комиссии _____ Жосан А.А.
оценка дата

подпись

_____ Головин С.И.
оценка дата

подпись

Председатель
комиссии

_____ Рыжов Ю.Н.
оценка дата

подпись

Орел 2015

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ОБРАЗЕЦ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

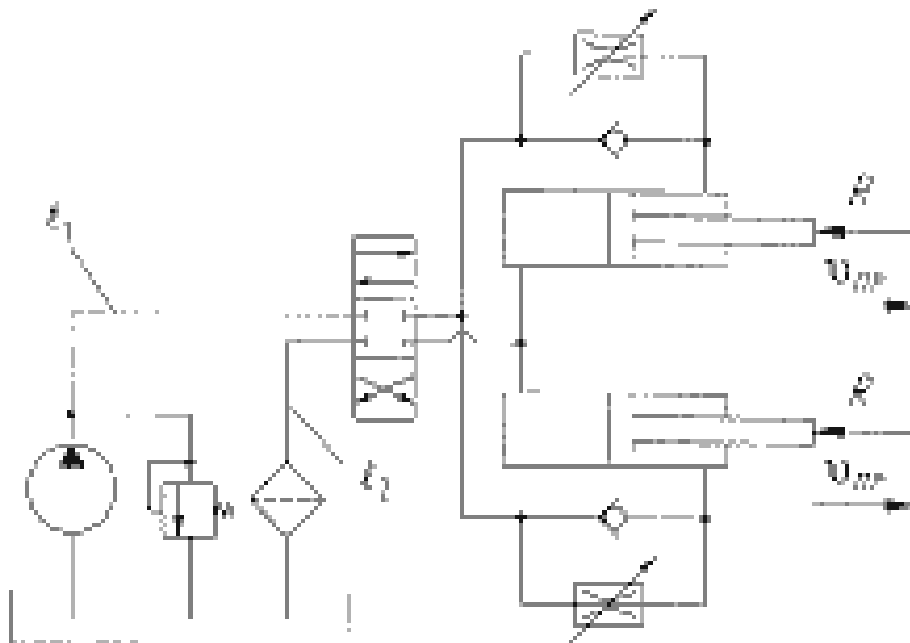
ЗАДАНИЕ

Рассчитать основные параметры гидропривода поступательного движения.

Исходные данные для расчета:

R - усилие на штоке, кН;	60
$M_{кр}$ - момент на валу гидромотора;	-
S - ход поршня гидроцилиндра, мм;	630
t_p - время рабочего хода поршня, с;	12
t_x/t_p - отношение холостого времени к рабочему;	0,8
n - число оборотов вала гидродвигателя;	-
l_1, l_2 - длины трубопроводов, м;	7 и 8
T_M - температура масла в гидросистеме, °С;	55
T_0 - температура окружающей среды, °С;	10
Марка масла,	индустриальное №5

Гидросхема привода поворота стрелы автокрана



ПРИЛОЖЕНИЕ 3

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 4

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 5

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ
Таблица П.5.1 - Характеристики шестеренных насосов типа НШ

Основные параметры	НШ10	НШ32	НШ46	НШ50	НШ67	НШ98
Рабочий объем q , см ³	10	32	46	50	67	98
Частота вращения вала, об/мин	1100 1700	1100 1625	1100 1700	1100 1700	1100 1700	1100 1700
Подача, л/мин	9-15	30-47	44-72	48-80	67-100	100- 160
Номинальное давление P , МПа	10	10	10	10	10	10
Объемный КПД η_0^* при $P=10$ МПа	0,83	0,83	0,85	0,90	0,90	0,92
Полный КПД, η	0,75	0,76	0,79	0,82	0,84	0,87

Таблица П.5.2 - Характеристики пластинчатых 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.5.3 - 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_0^* 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.5.4 - 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_0^* 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.5.5 - 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_0^* 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.5.6 - 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	100	100	100	200	200	200
минимальная	10	10	10	20	20	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^*_{0}	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.5.7 - 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.5.8 - 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.5.9 - Винтовые насосы типа МВН

Основные параметры	МВН-0,8	МВН-6	МВН-10	МВН-25
Номинальная подача Q^* , л/мин	48	360	600	1500
Номинальное давление P^* , МПа	0,5	2,5	2,5	2,5
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	1430	1460	1460	1460
Объемный КПД $\eta^*_{\text{о}}$	0,8	0,81	0,82	0,86
Полный КПД, η	0,66	0,71	0,72	0,74

Таблица П.5.10 - Радиально-поршневые насосы типа НПр, НПМ

Основные параметры	НПр-50М	НПр-705М	НПр-100	НПр-713	НПр-200М	НПр-715М	НПр-400	НПМ-50М	НПМ-705М	НПМ-100	НПМ-713	НПМ-714М	НПМ-400
Номинальная подача Q^* , л/мин	50	100	100	200	200	400	400	50	100	100	200	300	400
Номинальное давление P^* , МПа	20	10	20	10	20	10	20	20	10	20	10	10	20
Номинальная частота вращения вала n , об/мин	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960
Объемный КПД $\eta^*_{\text{о}}$	0,75	0,90	0,75	0,90	0,75	0,93	0,80	0,75	0,90	0,75	0,90	0,90	0,80
Полный КПД, η	0,67	0,77	0,67	0,77	0,67	0,85	0,72	0,67	0,77	0,67	0,85	0,77	0,72

Таблица П.5.11 - Гидромоторы аксиально-поршневые типа Г15-2

Основные параметры	Г15-21Н	Г15-22Н	Г15-22М	Г15-23Н	Г15-23М	Г15-24Н	Г15-24М	Г15-25Н
Рабочий объем q , см ³	11,2	20	20	40	40	80	80	160
Номинальный расход масла, л/мин	10,8	19,2	19,2	38,4	38,4	76,8	76,8	154
Давление на входе, МПа:								
номинальное	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
максимальное	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
минимальное	0,5	0,5	1	0,5	1	0,5	1	0,5
Частота вращения вала n , об/мин:								
номинальная	960	960	960	960	960	960	960	960
максимальная	2400	2100	2100	1800	1800	1500	1500	1300
минимальная	40	30	40	20	30	20	20	20
Крутящий момент не менее, Н·м	9,4	16,7	14,7	33,3	29,4	66,7	58,8	133
Полный КПД, η	0,87	0,87	0,8	0,87	0,8	0,87	0,8	0,87

Таблица П.5.12 - 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.5.13 - Высокомомментные 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.5.14 - 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.5.15 - 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