



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Белорусский национальный  
технический университет

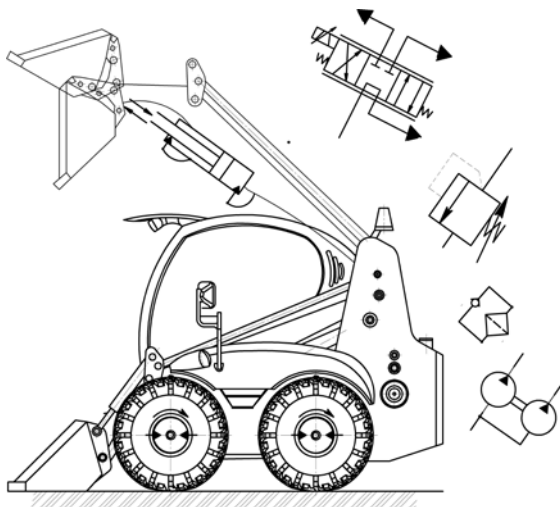
---

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

А. В. Вавилов  
А. Н. Смоляк

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Учебно-методическое пособие



Минск  
БНТУ  
2012

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

А. В. Вавилов

А. Н. Смоляк

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ  
СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности 1-36 11 01  
«Подъемно-транспортные, строительные,  
дорожные машины и оборудование»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
в сфере высшего образования Республики Беларусь*

Минск  
БНТУ  
2012

УДК 621.22.01:378.147.091.313(075.8)

ББК 31.56я7

В12

Рецензенты:

*А. Н. Орда, М. Т. Насковец*

**Вавилов, А. В.**

В12 Проектирование гидроприводов строительных и дорожных машин : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А. В. Вавилов, А. Н. Смоляк. – Минск : БНТУ, 2012. – 74 с.

ISBN 978-985-525-871-2.

В учебно-методическом пособии изложены вопросы проектирования и расчета объемных гидроприводов строительных и дорожных машин, методика выбора объемных гидромашин и гидроаппаратов из существующей номенклатуры, представляемой заводами-изготовителями гидросистем.

Приведены схемы рабочего и ходового оборудования строительных и дорожных машин в соответствии с вариантами заданий по определению основных параметров гидроприводов и расчету элементов их конструкций.

УДК 621.22.01:378.147.091.313(075.8)

ББК 31.56я7

ISBN 978-985-525-871-2

© Вавилов А. В., Смоляк А. Н., 2012

© Белорусский национальный  
технический университет, 2012

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ. . . . .	4
1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СХЕМ ГИДРОПРИВОДОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН. . . . .	7
1.1. Выбор способа регулирования объемного гидропривода. . . . .	9
1.2. Выбор распределителя, напорного клапана и делителя потока. . . . .	13
1.3. Выбор фильтра и схемы его установки. . . . .	15
1.4. Применение гидроаккумулятора. . . . .	16
1.5. Выбор рабочей жидкости. . . . .	17
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ. . .	18
2.1. Выбор гидроаппаратуры. . . . .	27
2.2. Определение действительных перепадов давлений. . . . .	28
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ. . . . .	33
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРОПРИВОДА. . . . .	39
4.1. Определение КПД гидропривода при постоянной нагрузке. . . . .	39
4.2. Определение КПД гидропривода при работе в циклическом режиме. . . . .	39
5. РАСЧЕТ ОБЪЕМА ГИДРОБАКА. . . . .	41
6. ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА. . . . .	44
7. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ. . . . .	47
7.1. Варианты исходных данных. . . . .	47
7.2. Варианты принципиальных гидравлических схем приводов рабочего и ходового оборудования строительных и дорожных машин. . . . .	50
Список литературы. . . . .	69
ПРИЛОЖЕНИЯ. . . . .	71
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Греческий алфавит. . . . .	71
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Переводные множители для некоторых метрических единиц измерения в единицы измерения СИ. . . . .	72

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» выполняется с целью углубления и расширения познаний студентов в области проектирования и расчетов объемных гидроприводов строительных и дорожных машин и является базовой частью учебной программы при подготовке дипломных проектов по специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

При выполнении курсовой работы рассматриваются следующие вопросы: обоснование принимаемой принципиальной гидравлической схемы строительной машины и анализ ее работы, определение параметров объемного гидропривода в целом и на основе расчета его элементов (насосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры, гидробака, гидролиний) – выбор гидромашин и гидроаппаратов из существующей номенклатуры, предлагаемой отечественными и зарубежными заводами-изготовителями.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах формата А4 с применением компьютерных средств или рукописным способом в объеме 40–50 листов. Графическая часть курсовой работы оформляется в соответствии с требованиями ЕСКД и включает принципиальную гидравлическую схему (согласно варианту задания), сборочный чертеж гидромашин или гидроаппарата, графики зависимостей расхода и давления в соответствии с выполненными расчетами. Объем графической части составляет до четырех листов формата А1.

Пояснительная записка содержит следующие составные части:

- 1) титульный лист;
- 2) задание;
- 3) содержание;
- 4) введение;
- 5) основную часть;
- 6) заключение;
- 7) список использованных литературных источников;
- 8) приложения (технические характеристики выбранных элементов гидропривода, графики расчетных зависимостей, результаты патентного поиска).

Все расчеты должны сопровождаться необходимыми пояснениями. Расчетные формулы следует размещать по центру строки с указанием номера формулы с правой стороны. Также необходимо пояснять значение символов, входящих в формулу. Рисунки в пояснительной записке размещаются с обязательным указанием порядкового номера и наименования под ними. Таблицы нумеруются, указывается их название. Все буквенные обозначения, впервые употребляемые в записке, должны поясняться.

При выборе численных значений тех или иных величин делается ссылка на литературный источник с указанием страницы. При получении искомой величины необходимо указать ее размерность.

Номера схем и исходные данные к выполнению курсовой работы указываются в задании.

Перед выполнением задания рекомендуется внимательно ознакомиться с пояснениями, данными в последующих разделах. В данном учебно-методическом пособии приведены необходимые указания к выполнению всех разделов работы и даны ссылки на справочную литературу, дополняющую лекционный курс.

Для удобства изучения методических рекомендаций к выполнению расчетов 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;

$P_n$  – давление, развиваемое насосом, МПа;

$P_1$  – давление в нештоковой полости гидроцилиндра, МПа;

$P_2$  – давление в штоковой полости гидроцилиндра, МПа;

$P_{гм}$  – перепад давлений на гидромоторе, МПа;

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

$\Delta P_1$  и  $\Delta P_2$  – перепады давлений в трубопроводах  $l_1$  и  $l_2$ , МПа;

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

$\Delta P_{ф}$  – перепад давления на фильтре, МПа;

$Q$  – расход жидкости, л/мин;

$Q^*$  – номинальный расход жидкости, л/мин;

$Q_n$  – подача (расход жидкости) насоса, л/мин;

$Q_{гм}$  – расход жидкости, поступающей в гидромотор, МПа;

$Q_{ц1}$  – расход жидкости, поступающей в нештоковую (поршневую) полость гидроцилиндра, л/мин;

$Q_{ц2}$  – расход жидкости, поступающей в штоковую полость гидроцилиндра, л/мин;

$\Delta Q_{ц}$  – утечки жидкости в силовом гидроцилиндре;

$\Delta Q_{зол}$  – утечки жидкости в гидрораспределителе;

$\Delta Q_{пк}$  – утечки жидкости через предохранительный клапан;

$\Delta Q_{гм}$  – утечки жидкости в гидромоторе, МПа;

$v_{пр}$  – скорость поршня гидроцилиндра при рабочем ходе, м/с;

$v_{пх}$  – скорость поршня гидроцилиндра при холостом ходе, м/с;

$v_{рж}$  – скорость движения рабочей жидкости по трубопроводам, м/с;

$D$  – диаметр поршня, м;

$d$  – диаметр штока, м;

$d_T$  – внутренний диаметр трубопровода, м;

$R$  – усилие на штоке гидроцилиндра, кН;

$T$  – сила трения, приложенная к поршню, кН;

$T_M$  – температура рабочей жидкости в гидросистеме, °С;

$T_o$  – температура окружающей среды, °С;

$F_1$  – площадь поршня со стороны нештоковой полости гидроцилиндра, м<sup>2</sup>;

$F_2$  – площадь поршня со стороны штоковой полости гидроцилиндра, м<sup>2</sup>;

$S$  – ход поршня гидроцилиндра, мм;

$M_{кр}$  – момент на валу гидромотора, Н·м;

$n$  – число оборотов вала гидромотора, мин<sup>-1</sup>;

$t_p, t_x$  – время рабочего и холостого хода поршня, с;

$l_1, l_2, l_3, l_4$  – длины участков трубопроводов, м;

$\delta$  – толщина стенки гидроцилиндра, м;

$q$  – рабочий объем, см<sup>3</sup>;

$z$  – число гидродвигателей;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, Ст;

$\omega$  – угловая скорость вращения вала гидромотора, рад/с;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, безразмерный;

$[\sigma]$  – допускаемые напряжения растяжения, МПа;

$\eta_0$  – объемный КПД гидродвигателя;

$\eta_m$  – механический КПД гидродвигателя.

## 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СХЕМ ГИДРОПРИВОДОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

При проектировании схем гидроприводов строительных и дорожных машин необходимо учитывать возможности применения гидравлической аппаратуры и агрегатов, производимых отечественными и зарубежными заводами и предприятиями для машиностроительной отрасли Беларуси, а также рекомендации по рациональному использованию возможностей объемного гидропривода.

Принципиальная гидравлическая схема строительно-дорожной машины разрабатывается на основе следующих типовых схем:

а) схемы гидроприводов поступательного движения, в которых перемещение выходного звена – штока гидроцилиндра – может осуществляться с регулированием или без регулирования скорости, при фиксации или без фиксации положения штока;

б) схемы гидроприводов поступательного движения с параллельным и последовательным включением гидроцилиндров, управление которыми осуществляется с помощью гидравлических устройств, контролирующих путь и время перемещения выходных звеньев, а также нагрузку на них;

в) схемы гидроприводов поступательного движения с синхронизацией движения нескольких гидроцилиндров на базе регуляторов и делителей потока;

г) схемы гидроприводов вращательного движения, в которых выходными элементами являются различные типы гидромоторов, соединенных параллельно, последовательно или независимо друг от друга (в отдельных контурах), подключенных от одного или нескольких насосов;

д) схемы гидроприводов с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, с дроссельным или объемным регулированием скоростей выходных звеньев гидродвигателей;

е) схемы гидроприводов с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости с объемным способом регулирования скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей.

Принципиальная схема объемного гидропривода определяет состав элементов и связи между ними, дает детальное представление о принципах работы строительно-дорожной машины.



Правила выполнения принципиальных гидравлических схем регламентирует ГОСТ 2.704–76. Элементы на схеме изображаются с помощью условных обозначений [3, 4].

Основанием для разработки принципиальной гидравлической схемы являются требования к гидроприводу строительной или дорожной машины и условия ее работы.

При составлении гидравлической схемы рекомендуется применять гидроаппараты и гидромашин, изготавливаемые заводами и предприятиями для машиностроительной отрасли, так как разработка специальной гидроаппаратуры приводит к повышению стоимости гидропривода.

При расчете гидропривода строительной или дорожной машины необходимо задаваться давлением, которое обеспечивает заданное усилие или момент на выходных звеньях рабочего или ходового оборудования. Расход жидкости при этом определяется скоростью или частотой вращения исполнительного механизма и геометрическими размерами гидродвигателей.

Величина рабочего давления определяет размеры элементов объемного гидропривода. Высокое давление позволяет уменьшить размеры машины, однако требует дорогостоящих насосов, гидроаппаратов и высокой герметичности соединений. Следует также учитывать условия прочности выходных звеньев гидродвигателей на изгиб и кручение при выполнении технологических операций в различных нагрузочных режимах.

Значения рабочего давления для объемных гидроприводов строительных и дорожных машин находятся в пределах 20–40 МПа.

Следует помнить, что величина рабочего давления (МПа) может быть выбрана только из ряда чисел номинального давления по ГОСТ 12445–80 (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Значения номинального давления в соответствии с ГОСТ 12445–80

Значения номинальных давлений, МПа									
0,10	–	0,16	–	0,25	–	0,40	–	0,63	–
1,0	–	1,6	–	2,5	–	4,0	–	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 заводы-изготовители гидроаппаратуры при разработке конструкций насосов, гидромоторов и других элементов гидропривода.

Исходя из заданной скорости (частоты вращения) перемещения рабочего органа, номинальный расход  $Q$  (л/мин) выбирают по ГОСТ 13825–80, таблица 1.2.

Таблица 1.2 – Значения номинального расхода в соответствии с ГОСТ 13825–80

Значения номинального расхода, л/мин								
1	–	1,6	–	2,5	3,2	4	5	6,3
10	12,5	16	20	25	32	40	50	63
100	125	160	200	250	320	400	500	630
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 вычерчивают принципиальную схему гидропривода машины и составляют краткое описание его работы.

### 1.1. Выбор способа регулирования объемного гидропривода

В зависимости от требований, связанных с эксплуатацией строительной-дорожной машины, в гидроприводе могут применяться объемное и дроссельное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей 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 дросселирующих гидрораспределителей.

Выбор способа регулирования должен производиться с учетом оценки объемного и дроссельного регулирования по трем показателям: по нагрузочным характеристикам, коэффициенту полезного действия и стоимости элементов гидропривода.

Нагрузочная характеристика гидропривода выражает зависимость скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра или вала гидромотора) от нагрузки на нем:

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

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 наибольшей стабильностью по сравнению с вариантами гидросистем с дроссельным регулированием обладают гидроприводы с объемным регулированием.

Гидроприводы с объемным регулированием имеют существенно более высокий коэффициент полезного действия по сравнению с гидроприводами, работающими по принципу дроссельного регулирования.

Как видно, по двум важнейшим показателям – нагрузочным характеристикам и КПД – лучшие качества имеет гидропривод с объемным регулированием.

С экономической позиции гидроприводы с объемным регулированием более дорогостоящие, чем нерегулируемые, по причине большой стоимости регулируемых насосов и гидромоторов в сравнении с нерегулируемыми. Значительные капитальные затраты при проектировании гидроприводов с объемным регулированием компенсируются меньшими эксплуатационными расходами вследствие высокого коэффициента полезного действия.

По этим причинам объемное регулирование применяют в тех случаях, когда существенными являются энергетические показатели, например, в строительных машинах большой мощности, работающих в тяжелых нагрузочных режимах, длительных по времени, обеспечивающих непрерывные технологические процессы.

Гидропривод с дроссельным регулированием применяют для маломощных систем (до 5 кВт), а также при кратковременных режимах непрерывной работы. При этом стремятся применить недорогие гидромашин, например шестеренные.

При определении места установки дросселя нужно учитывать следующее. При знакопеременной нагрузке возможно только одно местоположение дросселя – после гидродвигателя в гидросхеме (гидромотора или гидроцилиндра), поскольку при других положениях (перед гидродвигателем или в параллельной гидролинии) не обеспечивается регулирование в момент, когда направление внешней нагрузки совпадает с направлением движения выходного звена гидропривода. Другими словами, схемы с дросселем в сливной магистрали обеспечивают двухстороннюю жесткость гидродвигателя (рисунок 1, *а*), создавая наибольшую устойчивость против автоколебаний, и в особенности при малых скоростях движения выходного звена (штока гидроцилиндра или вала гидромотора).

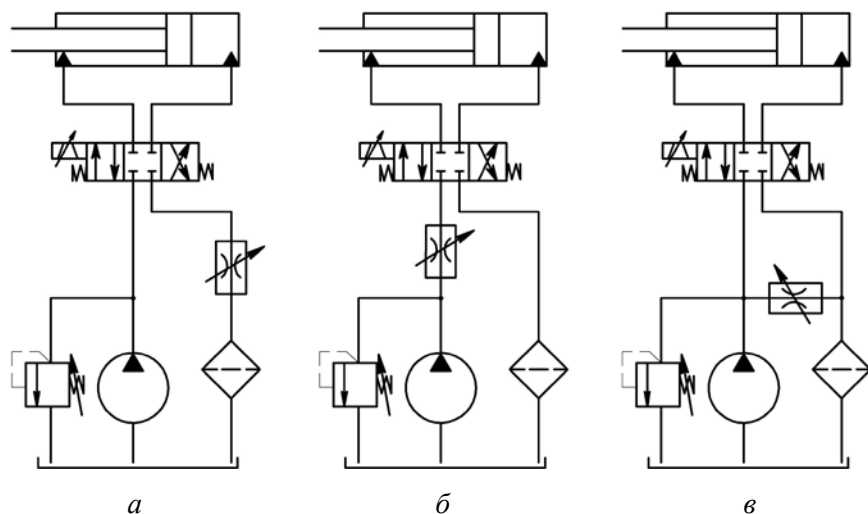


Рисунок 1.1 – Варианты включения дросселя в гидросистему

Из схемы (рисунок 1.1, *б*) видно, что при резком уменьшении расхода рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр путем дросселирования поршень будет перемещаться под действием силы инерции движущейся массы. Применение такой схемы особенно нецелесообразно в системах с гидродвигателем вращательного движения (гидромотором или поворотным гидродвигателем), который может работать в переходных режимах с высокими ускорениями выходного

вала, в результате чего инерция вращающихся деталей двигателя и присоединенной к нему массы внешней нагрузки может достигать значительной величины. Рассматриваемую схему (см. рисунок 1.1, б) нельзя применять, например, в грузоподъемных машинах по причине возможности падения груза. Падению груза в данном случае противодействуют лишь сила трения поршня о цилиндр и сопротивление сливной гидролинии.

При установке дросселя в сливной магистрали (см. рисунок 1.1, а) дроссель оказывает сопротивление увеличению (забросу) скорости выходного звена. Однако при резком торможении гидродвигателя в участке линии между гидродвигателем и дросселем могут возникнуть недопустимо высокие давления. Для предохранения гидропривода от разрушающих скачков давлений необходимо на участке трубопровода между гидродвигателем и дросселем установить предохранительный клапан.

В некоторых случаях применяются системы с дросселем, подключенным параллельно гидродвигателю (рисунок 1.1, в). Жидкость, подаваемая насосом в объеме  $Q_n$ , 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 гидропривода. Для обеспечения плавности страгивания выходного звена приходится дополнительно включать в сливную магистраль гидроклапан для создания подпора жидкости. Поэтому из двух вариантов последовательного включения дросселя предпочтительным является расположение дросселя после гидродвигателя.

Регулируемый дроссель в сочетании 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, тем самым осуществляют реверсивное движение выходного звена гидродвигателя, а также его пуск и остановку.

Число позиций распределителя (количество фиксированных положений золотника относительно корпуса) определяется по числу операций, обеспечиваемых управляемым гидродвигателем. Если, например, требуется обеспечить движение штока гидроцилиндра в двух направлениях (возвратно-поступательно движение), то минимальное количество позиций гидрораспределителя равно двум. С целью обеспечения остановки выходного звена гидродвигателя при отключении от него потока жидкости, создаваемого насосом, применяется трехпозиционный гидрораспределитель (с нейтральной позицией).

По типу управления гидрораспределители различают:

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

Гидрораспределители с электрическим управлением применяются в гидроприводах, в которых требуется высокое быстродействие, поскольку время срабатывания у них не превышает 0,01–0,02 с. Так как тяговое усилие и ход электромагнита ограничены, такие гидрораспределители обычно имеют условный проход не более 10 мм. Для больших типоразмеров применяется электрогидравлическое управление.

Общие сведения по гидрораспределителям подробно изложены в справочной литературе [13], на основе которой производится их выбор 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 защищают систему от повышения давления сверх установленного значения путем слива некоторого объема рабочей жидкости из напорной гидролинии в гидробак (при аварийных ситуациях) в отличие от переливных клапанов, предназначенных для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости в гидробак во время работы.

Напорный гидроклапан типа Г54-3 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. Гидроклапаны выбираются по номинальным значениям расхода и давления в гидросистеме [10, 13].

Делители потока предназначены для деления потока жидкости на две (или более) части с целью синхронизации движения исполнительных органов независимо от значения действующих на них нагрузок. Различают объемные и дроссельные делители потока.

Объемные делители созданы на базе существующих конструкций гидромоторов, в процессе работы создаваемой насосом поток жидкости они разделяют на равные объемы с целью последующей раздачи разделенных порций жидкости (дискретная подача) в две или несколько гидролинии к одновременно работающим в них гидродвигателям [6]. Достоинством объемных делителей потока является возможность работы при высоких давлениях и больших величинах расхода жидкости. К недостаткам объемных делителей относят значительную погрешность деления потока, высокую пульсационность создаваемых потоков жидкости, сложность конструкции, большую стоимость изготовления.

Дроссельные делители потока применяют в гидроприводах с небольшими значениями расхода рабочей жидкости. Дроссельные делители разделяют общий поток на два или несколько непрерывных потока, поступающих к синхронно работающим гидродвигателям. Непрерывные разделенные потоки (без пульсаций) обеспечивают высокий уровень синхронизации и плавную работу гидродвигателей. Точность деления потока у дроссельных гидроаппаратов выше, чем у объемных, конструкция проще и дешевле в изготовлении.

Однако, проходя через дроссели, установленные в каналах делителя, потоки перегреваются, что приводит к снижению вязкости жидкости и потере динамических свойств гидропривода. В условиях непрерывно изменяющихся (по величине и направлению) нагрузок дроссельные делители часто выходят из строя.

Выбор делителей потока производится по расходу рабочей жидкости в гидролинии, соединенной со входом в делитель, по числу разделенных потоков (одновременно работающих гидродвигателей) [10, 13].

### **1.3. Выбор фильтра и схемы 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 гидроприводах строительных и дорожных машин применяют различные сочетания фильтров, установленных на разных линиях гидросистемы.

Необходимая тонкость фильтрации для различного вида гидрооборудования указывается в примечании перечня элементов схемы (лист 1 графической части курсовой работы).

Существуют три варианта схем 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), а также фильтры С41-2-80.

Фильтры, устанавливаемые в сливных магистралях, позволяют обеспечить высокую тонкость фильтрации рабочей жидкости. При этом фильтры для сливных магистралей компактны, могутстраи-



ваться в баки, однако в ряде случаев создают нежелательное повышение давления подпора в сливной линии. Установка фильтра в сливную линию применяется наиболее часто, так как 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 в сливной магистрали фильтр задерживает все механические примеси в рабочей жидкости, возвращающейся в бак. В сливных магистралях устанавливают фильтры типа ФС и С42-5.

Напорные фильтры обеспечивают полнопоточную фильтрацию. Их применение целесообразно для защиты высокочувствительных к засорению элементов гидросистемы. Такие фильтры металлоемки, а также довольно дороги. В напорных гидролиниях устанавливают фильтры типа ФГМ32, Ф10, фильтры напорные по ГОСТ 16026–80 и ГОСТ 21329–75.

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

#### **1.4. Применение гидроаккумулятора**

Гидравлические аккумуляторы используются в гидроприводах 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 гидропривода. В зажимных механизмах грузоподъемных устройств применение аккумуляторов позволяет компенсировать утечки в гидросистеме и поддерживать необходимое давление на рабочих элементах зажимного устройства при включенном (или разгруженном) насосе. Часто гидроаккумуляторы применяют для уменьшения пульсации давления или исключения пиков давления в переходных режимах.

Из трех типов аккумуляторов (грузовые, пружинные и пневмогидравлические) более интенсивное применение имеют пневмогидравлические.

## 1.5. Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость для гидроприводов строительных и дорожных машин выбирается исходя из конкретных условий эксплуатации техники. 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 в строительной отрасли, оборудование для разработки грунтов способом гидромеханизации эксплуатируются при температуре воздуха не ниже 0 °С. Температура внешней среды оказывает наибольшее влияние на надежность и работоспособность гидропривода.

Для обеспечения работоспособности гидропривода 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 мм<sup>2</sup>/с, при –40 °С – не более 1500 мм<sup>2</sup>/с, а также широкий температурный предел применения по условиям эксплуатации насосов различных типов. Наиболее подходящей принято считать такую рабочую жидкость, вязкость которой мало изменяется при изменении температуры.

В данной курсовой работе диапазон температур необходимо выбирать исходя из назначения строительной или дорожной машины, по условиям эксплуатации, указанным в индивидуальном задании, выдаваемом студенту перед началом проектирования.

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Фрагмент гидропривода поступательного движения представлен на рисунке 2.1.

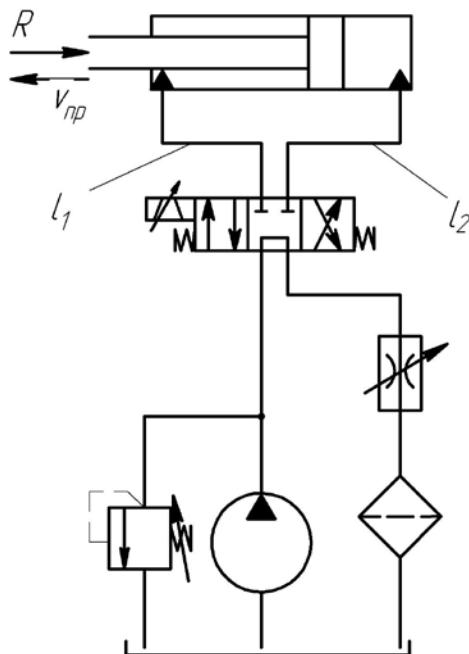


Рисунок 2.1 – Схема гидропривода поступательного движения

Для расчета гидропривода, включающего гидроцилиндр двустороннего действия с одним штоком, заданными величинами являются:

- усилие  $R$ , приложенное к штоку гидроцилиндра;
- ход  $S$  поршня;
- длины трубопроводов  $l_1$ ,  $l_2$ , с помощью которых соединяются элементы привода;
- время рабочего  $t_p$  и обратного (холостого)  $t_x$  хода поршня;
- рекомендуемый для использования в системе насос (регулируемый или нерегулируемый).

Решение задачи необходимо начать с определения давлений в полостях гидроцилиндра и выбора диаметров поршня и штока.

Обозначим полезные площади поршня в нештоковой и штоковой полостях гидроцилиндра соответственно через  $F_1$  и  $F_2$ , а давления в этих полостях через  $P_1$  и  $P_2$ :

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}; \tag{2.1}$$

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

где  $D$  и  $d$  – диаметры поршня и штока гидроцилиндра.

Уравнение равновесия поршня гидроцилиндра с одним штоком без учета сил инерции

$$P_1 F_1 = P_2 F_2 + R + T, \tag{2.2}$$

где  $T$  – сила трения, приложенная к поршню.

Применительно к гидроприводу, представленному на рисунке 2.1, давление  $P_1$  в поршневой полости

$$P_1 = P_n - \Delta P_{\text{зол } 1} - \Delta P_1,$$

а давление  $P_2$  в штоковой полости

$$P_2 = \Delta P_{\text{зол } 2} + \Delta P_2 + \Delta P_{\text{др}} + \Delta P_{\text{ф}},$$

где  $P_n$  – давление, развиваемое насосом, МПа;

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

$P_1$  и  $P_2$  – перепады давлений в трубопроводах  $l_1$  и  $l_2$ , МПа;

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

$\Delta P_{\text{ф}}$  – перепад давления на фильтре, МПа.

Площади рабочих поверхностей поршня гидроцилиндра  $F_1$  и  $F_2$  определяются из соотношений

$$v_{i\delta} = \frac{S}{t_p};$$

$$v_{i\delta} = \frac{S}{t_x},$$

где  $v_{пр}$ ,  $v_{пх}$  – скорости поршня при рабочем и холостом ходе.

Преобразуем формулы (2.3) к виду

$$\frac{v_{i\delta}}{v_{i\delta}} = \frac{t_x}{t_p}.$$

Расход жидкости, поступающий в рабочие полости гидроцилиндра, можно определить по формуле

$$Q = v_{п} \cdot F,$$

где  $v_{п}$  – скорость движения поршня гидроцилиндра, м/с.

Если расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, при рабочем и холостом ходе одинаков, то

$$Q = v_{пр} \cdot F_1 \quad \text{и} \quad Q = v_{пх} \cdot F_2,$$

поэтому

$$\frac{v_{i\delta}}{v_{i\delta}} = \frac{F_2}{F_1}.$$

Из этого следует, что

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{t_x}{t_p} = \frac{(D^2 - d^2)}{D^2},$$

откуда

$$d = D \sqrt{1 - \frac{t_x}{t_p}}.$$

Следовательно, выражение (2.1) для определения площади рабочей поверхности поршня в штоковой полости гидроцилиндра примет вид

$$F_2 = \frac{\pi \left[ D^2 - D^2 \left( 1 - \frac{t_x}{t_p} \right) \right]}{4}. \quad (2.5)$$

Подставляя выражения (2.1) и (2.5) площадей  $F_1$  и  $F_2$  в уравнение (2.2), сможем определить диаметр поршня гидроцилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4(R+T)}{\pi \left( P_1 - P_2 \frac{t_x}{t_p} \right)}}$$

или

$$D = \sqrt{\frac{4(R+T)}{\pi \left( (P_1 - \Delta P_{\text{сг}} - \Delta P_1) - \frac{t_x}{t_p} (\Delta P_{\text{сд}} + \Delta P_2 + \Delta P_{\text{ад}} + \Delta P_{\text{д}}) \right)}}}. \quad (2.6)$$

Следовательно, для определения диаметра поршня гидроцилиндра  $D$  необходимо найти силу трения  $T$  и перепады давлений. Сила трения  $T$  увеличивается с ростом давления жидкости в гидроцилиндре и находится в диапазоне

$$T = (0,02 \dots 0,01)R.$$

Перепады давлений возможно определить по справочным данным, приведенным в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Справочные данные для определения перепадов давлений в гидроаппаратуре при номинальном расходе

Гидроаппаратура	Перепад давлений, МПа
Гидрораспределитель	0,2
Дросселирующий гидрораспределитель	0,3
Обратный клапан	0,15
Гидродроссель	0,3
Регулятор потока	0,3–0,5
Клапан редукционный	0,5
Гидроклапан давления	0,6
Фильтр для очистки рабочей жидкости	0,1

Применительно к гидроприводу, представленному на рисунке 2.1, перепады давлений на золотниковом гидрораспределителе, гидродросселе и фильтре выберем следующие:

$$\Delta P_{\text{зол } 1} = \Delta P_{\text{зол } 2} = 0,2 \text{ МПа};$$

$$\Delta P_{\text{др}} = 0,3 \text{ МПа};$$

$$\Delta P_{\text{ф}} = 0,1 \text{ МПа}.$$

Так как перепады давлений в трубопроводах на первой стадии расчета определить сложно, предварительно примем

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = 0,2 \text{ МПа}.$$

В объемном гидроприводе, схема которого представлена на рисунке 2.1, установлен нерегулируемый насос. Выбор насоса производится по номинальному давлению  $P^*$  и подаче  $Q$ .

В зависимости от параметров выбранного насоса, в соответствии с давлением  $P_n$ , по формуле (2.6) находим диаметр  $D$  силового гидrocиллиндра и в соответствии с ГОСТ 12447–80 расчетное значение диаметра округляем в большую сторону до ближайшего стандартного значения.

Стандартные диаметры цилиндров в соответствии с ГОСТ 12447–80, 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.

Давление в гидроцилиндре назначается ориентировочно в зависимости от величины полезного усилия  $R$ .

При величине полезного усилия на штоке гидроцилиндра  $R = 10\text{--}20$  кН давление в рабочей полости гидроцилиндра составит  $P_n \leq 1,6$  МПа; при  $R = 20\text{--}30$  кН –  $P_n \leq 3,2$  МПа; при  $R = 30\text{--}50$  кН –  $P_n \leq 6,3$  МПа; при  $R = 50\text{--}100$  кН –  $P_n \leq 10$  МПа.

Основные параметры гидроцилиндров принимаются по ОСТ 22-1417–79.

Для штоков, работающих на сжатие, должно соблюдаться условие соотношения хода поршня и его диаметра:  $S < 10D$ . При  $S > 10D$  шток следует проверить на продольный изгиб. Величину заделки штока принимают равной диаметру  $D$  гидроцилиндра, а длину образующей поршня  $0,8D$ . Толщину  $\delta$  стенки гидроцилиндра можно определить по формуле Ляме:

$$\delta = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4D}{[\sigma] - 1,3D}} - 1 \right),$$

а при  $\frac{D}{\delta} \geq 16$  по формуле

$$\delta = \frac{PD}{2\sigma} k.$$

Допускаемые напряжения на растяжение для стали принимаются  $[\sigma] = 50\text{--}60$  МПа ( $1 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>), для чугуна  $[\sigma] = 15$  МПа ( $1 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>). Коэффициент запаса прочности  $k = 1,25\text{--}2,5$ .

Далее определяется расход жидкости, поступающей в нештоковую (поршневую) полость силового гидроцилиндра:

$$Q_{\delta 1} = v_{\text{п}} \delta \frac{\pi D^2}{4},$$

где  $v_{\text{п}}$  – скорость перемещения поршня гидроцилиндра, м/с.



Подача насоса с учетом утечек рабочей жидкости определяется по формуле

$$Q_n = (Q_{ц} + \Delta Q_{ц}) \cdot z + \Delta Q_{зол} + \Delta Q_{пк}, \quad (2.7)$$

где  $\Delta Q_{ц}$  – утечки жидкости в силовом гидроцилиндре;  
 $\Delta Q_{зол}$  – утечки в золотниковом гидрораспределителе;  
 $\Delta Q_{пк}$  – утечки через предохранительный клапан;  
 $z$  – число гидроцилиндров.

Утечки через предохранительный клапан принимаем  $\Delta Q_{пк} = 0,1Q_n$ .

Утечки в силовом гидроцилиндре  $\Delta Q_{ц}$  приведены в таблице 2.2, в гидрораспределителе  $\Delta Q_{зол}$  – в таблице 2.3.

Таблица 2.2 – Основные параметры гидроцилиндров

Наименование параметров, единицы измерения	Значения внутренних диаметров гидроцилиндров $D$ , 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 усилие на штоке, кН	7,75	12,0	18,8	23,7	31	39,2	48,5	58,6	75,8
Ход поршня, мм	200	200	200	300	400	630	630	630	800
Утечки $\Delta Q_{ц}$ при давлении $P = 10$ МПа, см <sup>3</sup> /мин	25	32	40	45	50	56	63	70	80

Таблица 2.3 – Значения расходов утечек рабочей жидкости  $\Delta Q_{зол}$  в гидрораспределителях

Диаметр условного прохода, мм	8	10	12	16	20	32
Значения утечек рабочей жидкости $\Delta Q_{зол}$ при давлении $P = 10$ МПа, см <sup>3</sup> /мин	50	100	150	200	250	300

Если  $P_1$  отличается от  $P$  (номинального значения), то действительные утечки жидкости в силовом гидроцилиндре и в гидрораспределителе можно найти из соотношений

$$\Delta Q_{\dot{o}} = \Delta Q_{\dot{o}}^* \frac{P_1}{P^*},$$

$$\Delta Q_{\dot{q} \dot{e}} = \Delta Q_{\dot{q} \dot{e}}^* \frac{P_1}{P^*}.$$

Подставим полученные значения  $Q_{\text{цп}}$ ,  $Q_{\text{ц}}$ ,  $Q_{\text{зол}}$ ,  $Q_{\text{пк}}$  в уравнение (2.7) и найдем  $Q_{\text{н}}$ . Технические параметры насоса определяют из справочной литературы и промышленных каталогов, представляемых заводами-изготовителями объемных гидромашин.

Рабочий объем насоса определяется зависимостью

$$q = \frac{Q_i}{n\eta_o}, \quad (2.8)$$

где  $n$  – частота вращения вала насоса;

$\eta_o$  – объемный КПД насоса.

В технических характеристиках насосов указаны номинальные значения объемного КПД  $\eta_o^*$  при номинальном давлении  $P^*$ . Если  $P_{\text{н}}$  отличается от  $P^*$ , то действительный объемный КПД можно найти из выражения

$$\eta_o = 1 - \frac{(1 - \eta_o^*)P_i}{P^*}.$$

По расчетному значению объемного коэффициента полезного действия насоса  $\eta_o$  согласно (2.8) определяем рабочий объем  $q$ , в соответствии с которым выбираем насос. Затем уточняем величину номинального значения расхода рабочей жидкости, а также расход жидкости, проходящей через предохранительный клапан в гидробак.

Внутренний диаметр стальных трубопроводов и гибких рукавов высокого давления  $d_t$  определяют по формуле

$$d_{\delta} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\delta\delta}}}, \text{ мм}, \quad (2.9)$$

где  $Q$  – расход рабочей жидкости на рассматриваемом участке трубопровода, л/мин;

$v_{\text{рж}}$  – средняя скорость движения рабочей жидкости по трубопроводу, м/с.

Рекомендуемые средние значения скоростей движения рабочей жидкости по напорным трубопроводам приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Рекомендуемые значения скорости движения рабочей жидкости в напорных трубопроводах

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

Значения средних скоростей движения рабочей жидкости в сливных и всасывающих трубопроводах рекомендуется выбирать из следующих числовых промежутков:

всасывающих трубопроводов  $v_{\text{рж}} = 0,5\text{--}1,5$  м/с;

сливных открытых систем  $v_{\text{рж}} = 2$  м/с.

Сечения дренажных трубопроводов выбирают в соответствии с паспортными данными гидроаппаратов и оборудования. Давление в дренажной системе не должно превышать 0,15 МПа.

Полученные расчетные значения внутренних диаметров трубопроводов округляются до ближайших стандартных диаметров по ГОСТ 8732–78, ГОСТ 8734–75 (размеры стальных бесшовных труб) и ТУ-22-31–74, ТУ-38-40534–75 (размеры рукавов высокого давления).

В гидроприводах строительных и дорожных машин 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 и рукава высокого давления по ГОСТ 6286–73.

Стандартные значения внутреннего диаметра труб по ГОСТ 16516–80 соответствуют, мм: 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.

По принятому стандартному диаметру определяется действительная скорость движения рабочей жидкости в трубопроводах:

$$v_{\text{дв}} = \frac{4Q}{\pi d_0^2}, \text{ м/с.} \quad (2.10)$$

Принятые и вычисленные значения скоростей движения рабочей жидкости, расходов и диаметров трубопроводов в пояснительной записке курсовой работы сводят в таблицу.

В соответствии с расчетными значениями расхода рабочей жидкости и ориентировочными величинами давлений осуществляют выбор гидроаппаратуры.

## 2.1. Выбор гидроаппаратуры

Согласно выбранной схеме гидропривода, а также учитывая значения расходов и давлений, произведем выбор гидроаппаратуры. Для конкретизации в качестве расчетного условно принят расход  $Q = 20$  л/мин. Применительно к гидроприводу, представленному на рисунке 2.1, необходимо выбрать предохранительный клапан, гидрораспределитель, дроссель и фильтр. Параметры выбранной гидроаппаратуры приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Параметры гидроаппаратов проектируемого гидропривода

Наименование гидроаппаратов	Марка (тип) гидроаппаратов	Расход номинальный, л/мин	Давление номинальное, МПа	Перепад давлений на гидроаппарате, МПа
Предохранительный клапан	Г52-22	20	6,3	0,15
Гидрораспределитель с ручным управлением	ПГ74-22	20	20	0,2
Гидродроссель	ПГ-77	20	20	0,3
Фильтр сетчатый	С42-51	16	0,63	0,1

Из таблицы 2.5 видно, что выбранный предохранительный клапан, гидрораспределитель с ручным управлением и дроссель соответствуют расчетному расходу, а фильтр имеет пропускную способность 16 л/мин, что меньше расчетного значения. Поэтому в гидросистему необходимо параллельно включить два фильтра. При этом перепад давлений на фильтрах

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

Здесь

$$Q_{\delta} = \frac{Q}{n} = \frac{20}{2} = 10 \text{ л/мин},$$

где  $n$  – число фильтров.

Таким образом был произведен подбор гидроаппаратуры, которая удовлетворяет расчетным данным по расходу и 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 гидрораспределителях можно найти из выражений

$$\Delta P_{\text{д1}} = \Delta D_{\text{д}}^* \left( \frac{Q_{\delta 1}}{Q_{\text{д}}^*} \right)^2;$$

$$\Delta P_{\text{д2}} = \Delta D_{\text{д}}^* \left( \frac{Q_{\delta 2}}{Q_{\text{д}}^*} \right)^2,$$

где  $\Delta D_{\text{д}}^*$  – номинальное (паспортное) значение перепада давлений на гидрораспределителе при номинальном расходе  $Q_{\text{д}}^*$ ;

$Q_{ц1}$  – расход жидкости, поступающей в рабочую полость нагнетания гидроцилиндра;

$Q_{ц2}$  – расход жидкости, выходящей из полости гидроцилиндра, связанной со сливной магистралью.

Аналогично могут быть уточнены значения перепадов давлений и для другой гидроаппаратуры.

Для вычисления расхода  $Q_{ц2}$  жидкости, вытекающей из штоковой полости гидроцилиндра, необходимо по формуле (2.4) найти диаметр штока  $d$ , округлить его значение до ближайшего стандартного в большую сторону по ГОСТ 12447–80 и определить расход:

$$Q_{ц2} = \frac{Q_{ц1} (D^2 - d^2)}{D^2}.$$

Далее вычисляются средние скорости течения рабочей жидкости в трубопроводах  $l_1$  и  $l_2$  (см. рисунок 2.1). Средняя скорость течения жидкости  $v_{ж1}$  была уже определена формулой (2.10). Если диаметры трубопроводов одинаковые, то

$$v_{дэ2} = \frac{4Q_{ц2}}{\pi d_{\delta}^2}.$$

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

$$Re_1 = \frac{v_{дэ1} d_{\delta}}{\nu};$$

$$Re_2 = \frac{v_{дэ2} d_{\delta}}{\nu}.$$

Зная величину кинематического коэффициента вязкости  $\nu_{50}$  рабочей жидкости при температуре 50 °С, его значение при температуре  $T_m$  найдем по формуле

$$\nu = \nu_{50} \left( \frac{50}{T_1} \right)^n.$$

В таблице 2.6 приведены значения показателя степени  $n$ , а в таблице 2.7 – значения кинематического коэффициента вязкости рабочей жидкости в стоксах ( $1 \text{ Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

Таблица 2.6 – Значения показателя степени  $n$  в формуле определения кинематического коэффициента вязкости рабочей жидкости

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

Таблица 2.7 – Характеристики рабочих жидкостей

Марка рабочей жидкости	Температурный диапазон $t$ , $^\circ\text{C}$	Плотность $\rho$ , $\text{кг}/\text{м}^3$	Кинематический коэффициент вязкости при температуре $50^\circ \text{C}$ , $\nu_{50^\circ} \cdot 10^{-4}$ , $\text{м}^2/\text{с}$
1	2	3	4
И-5	От $-5$ до $+50$	890	0,04–0,05
И-8	От $-5$ до $+50$	900	0,06–0,08
И-12	От $-5$ до $+50$	880	0,10–0,14
И-20	От $-10$ до $+50$	885	0,18
И-20А	От $-10$ до $+60$	886	0,22
И-25	От $-10$ до $+50$	890	0,24–0,27
И-30	От $-10$ до $+50$	890	0,28–0,33
И-40	От $-10$ до $+50$	895	0,35–0,45

Окончание таблицы 2.7

1	2	3	4
И-45	От -10 до +50	900	0,42
И-50	От -10 до +50	910	0,50
И-70	От -10 до +50	910	0,65–0,75
И-100	От -10 до +50	920	0,90–1,18
МГЕ-46В	От -10 до +60	890	0,46
АМГ-10	От -50 до +55	850	0,10
ВМГЗ	От -25 до +60	835	0,15
ТНК «Гидравлик». Стандарт	От -20 до +60	865	0,32
ТНК «Гидравлик». НLP	От -20 до +60	880	0,46
ТНК «Гидравлик». НVLP	От -20 до +60	865	0,32
ТНК «Гидравлик». Зима	От -40 до +60	860	0,22

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

При ламинарном режиме движения жидкости для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  при  $Re < 2300$  рекомендуется применять формулу [11, с. 29]

$$\lambda = \frac{75}{Re},$$

а при турбулентном режиме течения жидкости в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 2\,300\text{--}100\,000$  коэффициент  $\lambda$  определяется по формуле Блазиуса:

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



Если выполняется условие

$$\text{Re} > 10 \frac{d}{\Delta_{\check{y}}},$$

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

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_{\check{y}}}{d} \right)^{0,25}.$$

Определив коэффициенты гидравлического трения  $\lambda$ , находим перепады давлений в трубопроводах:

$$\Delta P_1 = \rho \lambda_1 \frac{l_1}{d_{\check{o}}} \cdot \frac{v_{\check{\text{д}}\check{\text{а}}1}^2}{2};$$

$$\Delta P_2 = \rho \lambda_2 \frac{l_2}{d_{\check{o}}} \cdot \frac{v_{\check{\text{д}}\check{\text{а}}2}^2}{2},$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup> (см. таблицу 2.7);

$\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – 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 гидроцилиндра:

$$P_2 = \Delta P_{\text{зол}2} + \Delta P_2 + \Delta P_{\text{др}} + \Delta P_{\text{ф}}, \quad (2.11)$$

затем находим

$$P_1 = \frac{P_2 F_2 + R + T}{F_1}, \quad (2.12)$$

и уточняем давление, развиваемое насосом:

$$P_{\text{н}} = P_1 + \Delta P_{\text{зол}1} + \Delta P_1. \quad (2.13)$$

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

По заданным значениям крутящего момента  $M_{кр}$  и частоты вращения  $n$  определяют тип искомого гидромотора.

Высокомоментный гидромотор выбирают, если выполняется условие

$$\frac{\dot{V}_{\text{эд}}}{n} > 10.$$

Низкомоментный гидромотор соответствует условию

$$\frac{\dot{V}_{\text{эд}}}{n} < 10.$$

По техническим характеристикам гидромоторов, серийно выпускаемых промышленностью, и заданным значениям  $M_{кр}$  и  $n$  выбирают наиболее подходящий типоразмер.

Пример схемы гидропривода вращательного движения представлен на рисунке 3.1.

Рабочий объем гидромотора рассчитывают по формуле

$$q_i = \frac{2\pi \dot{V}_{\text{эд}}}{D_{\text{аи}} \eta_i}, \text{ см}^3/\text{об},$$

где  $P_{\text{гм}}$  – перепад давлений на гидромоторе;

$\eta_m$  – механический КПД гидромотора.

Если по техническим характеристикам номинальное давление выбранного гидромотора  $P_{\text{гм}}$  больше номинального давления  $P_{\text{ном}}$ , принятого в гидросистеме, то его крутящий момент определяют из соотношения

$$\frac{\dot{V}_{\text{эд}}}{\dot{V}_{\text{ии}}} = \frac{D_{\text{аи}}}{D_{\text{ии}}},$$

где  $M_{кр}$ ,  $P_{гм}$  – расчетные значения крутящего момента на валу гидромотора и перепад давлений соответственно;

$M_{ном}$ ,  $P_{ном}$  – номинальные крутящий момент и давление по технической характеристике соответственно.

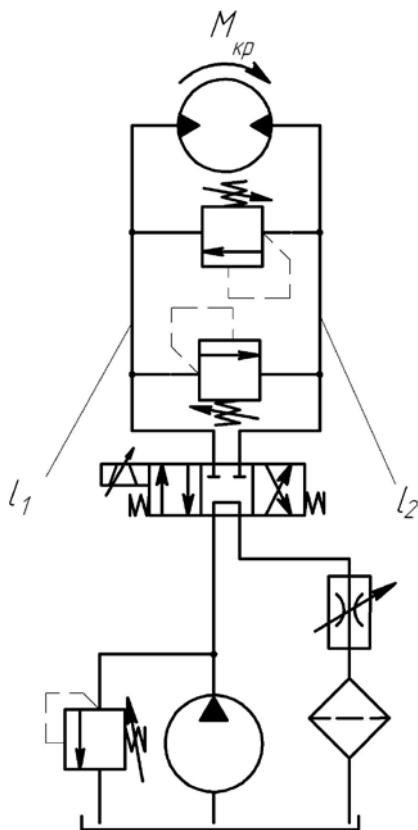


Рисунок 3.1 – Схема гидропривода вращательного движения

В гидроприводах строительно-дорожных машин даже для получения больших крутящих моментов часто используются низкомоментные аксиально-поршневые и шестеренные гидромоторы. В этом случае они передают крутящий момент на вал рабочего органа через понижающий редуктор с передаточным отношением редуктора

$$i_{\delta} = \frac{\dot{I}}{\dot{I}_{\text{ед}} \cdot \eta_{\delta, \dot{I} \text{ а} \delta}},$$

где  $M$ ,  $M_{\text{кр}}$  – соответственно крутящие моменты на валу рабочего органа и гидромотора;

$\eta_{\text{р. мех}}$  – механический КПД редуктора.

$$n_{\text{м}} = i_{\text{р}} \cdot n_{\text{о}},$$

$n_{\text{о}}$  – частота вращения рабочего органа.

Диапазоны частоты вращения гидромоторов принимаются:

– номинальный и максимальный – по паспортным данным;

– минимальный – в зависимости от типа гидромоторов:

60 мин<sup>-1</sup> – для аксиально-поршневых;

100 мин<sup>-1</sup> – для шестеренных;

300 мин<sup>-1</sup> – для пластинчатых.

Необходимый расход  $Q_{\text{м}}$  гидромотора для обеспечения заданного числа оборотов определяется по формуле

$$Q_1 = \frac{q_1 \cdot n_1}{\eta_{1, \dot{I} \text{ а} 1}} \cdot 10^{-3}, \text{ л/мин},$$

где  $q_{\text{м}}$  – рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>/об;

$n_{\text{м}}$  – число оборотов вала гидромотора, мин<sup>-1</sup>;

$\eta_{\text{м.об}}$  – объемный КПД гидромотора по его технической характеристике.

Из схемы, представленной на рисунке 3.1, видно, что

$$P_{\text{ГМ}} = P_1 - P_2, \quad (3.1)$$

где

$$P_1 = P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{зол 1}} - \Delta P_1; \quad (3.2)$$

$$P_2 = \Delta P_{\text{зол 2}} + \Delta P_{\text{др}} + \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_2. \quad (3.3)$$

О выборе параметров насоса было сказано выше при рассмотрении гидропривода поступательного движения. Определив  $P_1$  и  $P_2$ , находим  $P_{\text{ГМ}}$  и рабочий объем гидромотора  $q_{\text{м}}$ , который уточняем в

соответствии с техническими характеристиками гидромоторов по справочной литературе и промышленным каталогам [5, 7, 10].

Перепад давлений

$$P_{\text{аи}} = \frac{2\pi \dot{l} \cdot \hat{\epsilon} \delta}{q_i \eta_i}. \quad (3.4)$$

Расход жидкости, поступающей в гидромотор:

$$Q_{\text{ГМ}} = (q_m n_m + \Delta Q_{\text{ГМ}}) \cdot z,$$

где  $\Delta Q_{\text{ГМ}}$  – утечки жидкости в гидромоторе;

$z$  – число гидромоторов (для схемы, представленной на рисунке 3.1,  $z = 1$ ).

В справочной литературе в технических характеристиках гидромоторов могут быть указаны либо расход утечек  $\Delta Q_{\text{ГМ}}^*$  в гидромоторе при номинальном давлении  $P^*$ , либо объемный КПД  $\eta_o^*$ .

Если задан расход утечек  $\Delta Q_{\text{ГМ}}^*$  (объемный КПД не указан), то расход утечек при давлении  $P_1$  можно найти из выражения

$$\Delta Q_{\text{аи}} = \Delta Q_{\text{аи}}^* \cdot \frac{D_1}{D^*}.$$

Если в технических характеристиках гидромотора задан объемный КПД  $\eta_o^*$  при номинальном давлении  $P^*$ , то для определения расхода утечек  $\Delta Q_{\text{ГМ}}^*$  применяют следующие зависимости:

$$\eta_o^* = \frac{q_i n_i}{(q_i n_i + Q_{\text{аи}}^*)};$$

$$\Delta Q_{\text{аи}}^* = q_i n_i \left( \frac{1}{\eta_i} - 1 \right);$$

$$\Delta Q_{\text{аи}} = q_i n_i \left( \frac{1}{\eta_o^*} - 1 \right) \cdot \frac{P_1}{P^*}.$$

Применительно к схеме, предоставленной на рисунке 3.1, определяем расход рабочей жидкости, подаваемой насосом в гидропривод вращательного действия:

$$Q_H = Q_{ГМ} + \Delta Q_{зол} + \Delta Q_{ПК}.$$

Расход утечек в гидрораспределителе  $\Delta Q_{зол}$

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

Расход утечек рабочей жидкости 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 см<sup>3</sup>/мин; рассчитанного на расход 40 л/мин – 200 см<sup>3</sup>/мин; на 80 л/мин – 200 см<sup>3</sup>/мин; 160 л/мин – 300 см<sup>3</sup>/мин.

Перерасчет утечек при расчетном давлении в напорной магистрали  $P_H$  следует произвести по формуле

$$\Delta Q_{и\hat{e}} = \Delta Q_{и\hat{e}}^* \frac{P_i}{P^*}.$$

Определив  $Q_H$ , уточняем подачу насоса в соответствии с техническими характеристиками, приведенными в справочной литературе и промышленных каталогах [5, 7, 10].

Далее уточняем расход жидкости, проходящей через предохранительный клапан в гидробак в моменты достижения максимального значения давления:

$$\Delta Q_{ПК} = Q_H + Q_{ГМ} + \Delta Q_{зол}.$$

По таблице 2.4 выбираем рекомендуемую среднюю скорость течения жидкости в гидроприводе вращательного действия. Затем в соответствии с формулой (2.9) находим диаметры трубопроводов:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{\hat{a}i}}{\pi v_{\hat{a}e}}}.$$

Выбирая диаметр  $d_r$  в соответствии с ГОСТ 16516–80, по формуле (2.10) уточняем среднюю скорость движения жидкости:

$$v_{\text{ср}} = \frac{4Q_{\text{н}}}{\pi d_0^2}.$$

Перепады давлений в трубопроводах  $P_1$  и  $P_2$  определяются в соответствии с методикой, изложенной в разделе 2.2.

После выбора гидроаппаратуры уточняют перепады давлений на гидроаппаратуре при расходах, отличных от номинальных, а также находят перепады давлений при номинальных расходах  $Q^*$  по данным таблицы 2.1:

$$P_2 = \Delta P_{\text{зол } 2} + \Delta P_{\text{др}} + \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_2;$$

$$P_1 - P_2 = \frac{2\pi l}{q_i \eta_i} \dot{\epsilon} \delta;$$

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

## 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРОПРИВОДА

### 4.1. Определение КПД гидропривода при постоянной нагрузке

Общий КПД проектируемого гидропривода, работающего при постоянной нагрузке, определяют по формуле

$$\eta_{\text{г.д.}} = \frac{N_{\text{п.д.}}}{N_{\text{г.д.}}},$$

где  $N_{\text{пол}}$  – полезная мощность привода, определяемая по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей:

– для привода с гидромотором  $N_{\text{пол}} = M_{\text{кр}} \omega z$ ,

– для привода с гидроцилиндром  $N_{\text{пол}} = R v_{\text{пр}} z$ ,

где  $\omega$  – частота вращения вала гидромотора, рад/с;

$z$  – число гидромоторов или число силовых цилиндров, включенных в привод;

$N_{\text{пр}}$  – затрачиваемая мощность привода (насосной установки), определяемая по формуле

$$N_{\text{г.д.}} = \frac{Q_i P_i}{\eta},$$

здесь  $\eta$  – общий КПД насоса при расчетных значениях давления, расхода, вязкости рабочей жидкости и частоты вращения приводного вала насоса.

### 4.2. Определение КПД гидропривода при работе в циклическом режиме

Общий КПД привода при циклической работе

$$\eta_{\text{г.д.}} = \frac{N_{\text{п.д.}}}{N_{\text{г.д.}}}$$

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

– для привода с гидромотором



$$N_{i \hat{i} \ddot{e}. \ddot{n} \ddot{o}} = z \cdot \sum_{i=1}^n \frac{M_{\hat{e} \delta i} \omega_i \Delta t_i}{t_{\ddot{o}}};$$

– для привода с гидроцилиндром

$$N_{i \hat{i} \ddot{e}. \ddot{n} \ddot{o}} = z \cdot \sum_{i=1}^n \frac{R_i v_i \delta_i \Delta t_i}{t_{\ddot{o}}},$$

где  $M_{\text{кр} i}$  – момент на валу гидромотора, действующий в течение времени выполнения  $i$ -й операции, Н·м;

$\omega_i$  – частота вращения гидромотора при выполнении  $i$ -й операции, рад/с;

$R_i$  – усилие, действующее на шток гидроцилиндра в течение времени выполнения  $i$ -й операции, Н;

$v_{\text{пр} i}$  – скорость движения поршня гидроцилиндра при выполнении  $i$ -й операции, м/с;

$\Delta t_i$  – продолжительность  $i$ -й операции, с;

$t_{\text{ц}}$  – продолжительность всего цикла.

Затрачиваемая мощность привода (насосной установки)

$$N_{i \delta. \ddot{n} \ddot{o}} = \sum_{i=1}^n \frac{Q_i P_i \Delta t_i}{\eta_i t_{\ddot{o}}},$$

где  $Q_{n i}$ ,  $P_{n i}$  – подача и давление насоса при выполнении гидроприводом  $i$ -й операции;

$\eta_i$  – общий КПД насоса при параметрах, соответствующих  $i$ -й операции.

Мощность привода насоса с постоянной подачей в циклическом режиме

$$N_{i \delta. \ddot{n} \ddot{o}} = Q_i P_{i \ddot{n} \ddot{o}},$$

где среднее за цикл давление в насосе

$$P_{i \ddot{n} \ddot{o}} = 3 \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{P_i \Delta t_i}{t_{\ddot{o}}}}.$$

## 5. РАСЧЕТ ОБЪЕМА ГИДРОБАКА

Надежная и эффективная работа гидропривода возможна в условиях оптимального диапазона температурных характеристик рабочей жидкости. Повышение температуры влечет за собой увеличение объемных потерь, нарушаются условия смазки, повышается износ деталей, в рабочей жидкости активизируются процессы окисления и выделение из нее смолянистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей.

Основной причиной нагрева является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода, дополнительной причиной – объемные и гидромеханические потери, характеризующиеся объемным и гидромеханическим КПД.

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло, определяются зависимостью

$$\Delta N = N_{\text{пр}} - N_{\text{пол}},$$

а при циклической работе

$$\Delta N = N_{\text{пр.ср}} - N_{\text{пол.ср}}.$$

Количество тепла  $E_{\text{пр}}$ , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности  $\Delta N$ :

$$E_{\text{пр}} = \Delta N.$$

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода

$$\Delta N_{\text{уст}} \leq \Delta N_{\text{доп}} = N_{\text{м max}} - T_{\text{о max}},$$

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

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

$N_{\text{м max}}$  – 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 °С;

$T_{\text{о max}}$  – максимальная температура окружающего воздуха (соответствует верхнему пределу рабочего температурного диапазона, ука-

занного в заданных условиях эксплуатации машины); при выполнении курсовой работы принимается равной 35 °С.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада  $\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп}$ :

$$S \geq \frac{E_{i\delta}}{K_a K_{\delta\delta} \Delta \dot{Q}_{a\ddot{i}i}},$$

где  $K_{тр}$  и  $K_б$  – коэффициенты теплопередачи трубопроводов и гидробака, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):

- для труб  $K_{тр} = 12-16$ ;
- для гидробака  $K_б = 8-12$ ;
- при обдуве гидробака  $K_б = 20-25$ ;
- для гидробака с водяным охлаждением  $K_б = 110-175$ .

Площадь поверхности теплообмена складывается из поверхности труб  $S_{тр}$ , через которые происходит теплообмен с окружающей средой, и поверхности теплоотдачи бака  $S_б$ :

$$S = S_{тр} + S_б.$$

Для определения площади поверхности трубопроводов воспользуемся формулой

$$S_{тр} = \pi d (l_1 + l_2),$$

а для теплоотдающей поверхности бака зависимостью

$$S_б = ab + 2ah_1 + 2bh_1,$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $h_1$  – параметры длины, ширины и высоты части объема гидробака, занимаемого рабочей жидкостью, находящейся в нем (рисунок 5.1).

Объем гидробака определяется через площадь теплоотдающей поверхности по зависимости

$$V_{\dot{a}} = \left( \frac{S_{\dot{a}}}{6,0-6,9} \right)^{1,5}.$$

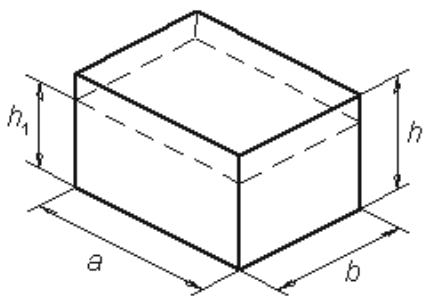


Рисунок 5.1 – Параметры гидробака

Полученное значение объема гидробака округляется до стандартного значения в большую сторону (таблица).

Значения номинальных объемов емкостей  
для гидросистем по ГОСТ 12448–80, л

0,1	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

В соответствии с выбранным объемом конструктивно подбирают размерные параметры бака, имеющего форму параллелепипеда: длину  $a$ , ширину  $b$ , высоту  $h$  ( $h > h_1$ ):

$$V = a \cdot b \cdot h.$$

## 6. ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА

Нагрузочная характеристика гидропривода отражает зависимость скорости движения выходного звена гидродвигателя (штока гидроцилиндра или вала гидромотора) от нагрузки на нем.

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

$$Q_{\dot{a}\delta} = Q_{\dot{o}1} = \mu F_{\dot{a}\delta} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\dot{a}\delta}}{\rho}},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода дросселя, для дросселей золотниково-го типа  $\mu = 0,4-0,6$  [12];

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

Применительно к схеме гидропривода, представленного на рисунке 2.1, найдем перепад давлений на дросселе.

На основании зависимостей (2.11)–(2.13), составим систему уравнений

$$\begin{cases} P_1 F_1 = P_2 F_2 + R + T; \\ P_1 = P_i - \Delta P_{\dot{q}\dot{i}1} - \Delta P_1; \\ P_2 = \Delta P_{\dot{q}\dot{i}2} + \Delta D_2 + \Delta D_{\dot{a}\delta} + \Delta D_6. \end{cases} \quad (6.1)$$

Решая систему уравнений (6.1) относительно  $\Delta P_{др}$ , получим

$$\Delta P_{\dot{a}\delta} = (P_i - \Delta P_{\dot{q}\dot{i}1} - \Delta P_1) \frac{F_1}{F_2} - \frac{R + T}{F_2} - \Delta P_{\dot{q}\dot{i}2} - \Delta P_2 - \Delta P_6.$$

Из рисунка 2.1 видно, что  $Q_{n2} = Q_{др} = v_{пр} F_2$ . При заданном в исходных данных значении внешней нагрузки  $R$  найдем перепад давлений на дросселе и площадь проходного отверстия дросселя:

$$F_{\dot{a}\delta} = \frac{v_{\dot{i}\delta} F_2}{\eta \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\dot{a}\delta}}{\rho}}}.$$

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:

$$v_{r\delta} = \frac{Q_{\delta 2}}{F_2} = \mu \frac{F_{\dot{a}\delta}}{F_2} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\dot{a}\delta}}{\rho}}.$$

Переменная величина усилия  $R$  изменяется в пределах от нуля до максимального значения  $R_{max}$ , при котором скорость перемещения поршня гидроцилиндра равна нулю (остановка штока).

Вычисленные параметры для построения нагрузочной характеристики гидропривода сводятся в таблицу (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Параметры гидропривода для построения нагрузочной характеристики

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

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

Применительно к гидроприводу вращательного движения, см. рисунок 3.1:

$$Q_{\dot{a}\delta} = Q_{\dot{a}i} = z \cdot (qn + \Delta Q_{\dot{a}i}) = \mu F_{\dot{a}\delta} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\dot{a}\delta}}{\rho}},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода дросселя;  $\mu = 0,4-0,6$ .

Для определения перепада давлений  $\Delta P_{др}$  воспользуемся формулами (3.1)–(3.4), из которых составим систему

$$\begin{cases} P_{\text{аи}} = P_1 - D_2; \\ P_1 = P_i - \Delta P_{\text{сг}} \text{э}1 - \Delta P_1; \\ P_2 = \Delta P_{\text{сг}} \text{э}2 + \Delta D_2 + \Delta D_{\text{а}\delta} + \Delta D_0; \\ D_{\text{аи}} = \frac{2\pi \dot{I} \text{э}\delta}{q\eta_i}. \end{cases} \quad (6.2)$$

Пояснения значений в приведенных формулах даны в разделе 3. Решая систему (6.2) относительно  $\Delta P_{\text{др}}$ , получаем

$$\Delta P_{\text{а}\delta} = P_i - \frac{2\pi M \text{э}\delta}{\eta q} - \Delta P_{\text{сг}} \text{э}1 - \Delta P_{\text{сг}} \text{э}2 - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_0.$$

Для построения силовой характеристики по заданному значению  $M_{\text{кр}}$ , приведенному в задании, найдем перепад давлений  $\Delta P_{\text{др}}$  и площадь проходного отверстия дросселя  $F_{\text{др}}$  для заданного числа оборотов  $n$  вращения вала гидромотора:

$$F_{\text{а}\delta} = \frac{z \cdot (qn + \Delta Q_{\text{аи}})}{\mu \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\text{а}\delta}}{\rho}}}.$$

Затем зададимся рядом значений  $M_{\text{кр}}$  и найдем перепады давлений  $\Delta P_{\text{др}}$  при частоте вращения вала гидромотора

$$n = \frac{\mu F_{\text{а}\delta}}{qz} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\text{а}\delta}}{\rho}} - \frac{\Delta Q_{\text{аи}}}{q}.$$

Для построения силовой характеристики зададимся рядом значений  $M_{\text{кр}}$  от нуля до максимального значения, при котором  $n = 0$ . Все вычисления сведем в таблицу (таблица 6.2).

Таблица 6.2 – Параметры гидропривода для построения силовой характеристики

$R_{кр}$ , 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 таблицах 7.1 и 7.2 приведены исходные данные к расчету курсовой работы по вариантам, соответствующим номерам гидросхем, представленных в конце седьмого раздела данного учебно-методического пособия.

Таблица 7.1 – Исходные данные для гидроприводов поступательного движения

№ вар.	$R_1$ , кН	$S_1$ , мм	$R_2$ , кН	$S_2$ , мм	$t_p$ , с	$t_x/t_p$	$l_1$ , м	$l_2$ , м	$l_3$ , м	$l_4$ , м
1	65	320	45	500	5	0,70	4	7	–	–
2	40	650	–	–	6	0,65	3	9	–	–
3	12	400	50	370	7	0,70	5	5	7	8
5	60	450	17	330	8	0,75	8	9	6	5
6	20	320	–	–	6	0,70	–	–	9	–
8	13	280	–	–	5	0,80	7	9	–	–
9	60	630	–	–	12	0,80	7	8	–	–
10	10	360	15	390	5	0,70	6	5	7	4
11	14	400	–	–	6	0,65	6	7	–	–
13	18	450	25	640	7	0,70	8	8	9	6
14	35	420	43	420	9	0,80	4	7	5	6
15	47	500	39	360	10	0,70	9	4	7	5
17	50	800	–	–	14	0,75	2	9	–	–



Таблица 7.2 – Исходные данные для гидроприводов вращательного движения

№ вар.	$M_{кр}$ , кН	$n_1$ , об/мин	$M_{2кр}$ , кН	$n_2$ , об/мин	$l_1$ , м	$l_2$ , м	$l_3$ , м	$l_4$ , м
1	0,03	600	–	–	–	–	2	3
2	0,05	570	–	–	–	–	3	5
4	20	1100	–	–	5	7	6	8
6	15	900	–	–	45	63	–	55
7	25	800	8	1100	70	65	35	27
8	8	1400	20	900	5	67	9	30
9	12	1550	–	–	–	–	12	70
11	7	1000	–	–	–	–	25	52
12	17	1250	–	–	40	60	20	13
16	24	600	19	800	50	59	23	18
17	10	730	–	–	–	–	14	21
18	45	1050	–	–	14	27	42	30
19	60	1500	30	800	5	9	31	28
20	28	970	12	950	16	13	23	25

В состав принципиальных гидравлических схем входят несколько гидродвигателей поступательного и вращательного действия. При расчете основных параметров гидропривода необходимо учитывать особенности каждого из рассматриваемых типов приводов, а также влияние конструктивных особенностей гидромашин и гидроаппаратов на динамические характеристики привода при совмещении операций, выполняемых одновременно двумя или несколькими гидродвигателями.

Исходными данными для расчета гидропривода являются (приведены в таблицах 7.1 и 7.2):

$R$  – усилие на штоке гидроцилиндра;

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

$S$  – ход поршня гидроцилиндра;

$t_p, t_x$  – время рабочего и холостого хода поршня;

$n$  – число оборотов вала гидродвигателя;

$l_1, l_2, l_3, l_4$  – длины трубопроводов.

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

Задание по курсовой работе выдается каждому студенту индивидуально и содержит дополнительные параметры к расчету, а также наименование гидромашины и гидроаппарата для выполнения сборочного чертежа и детализовки.

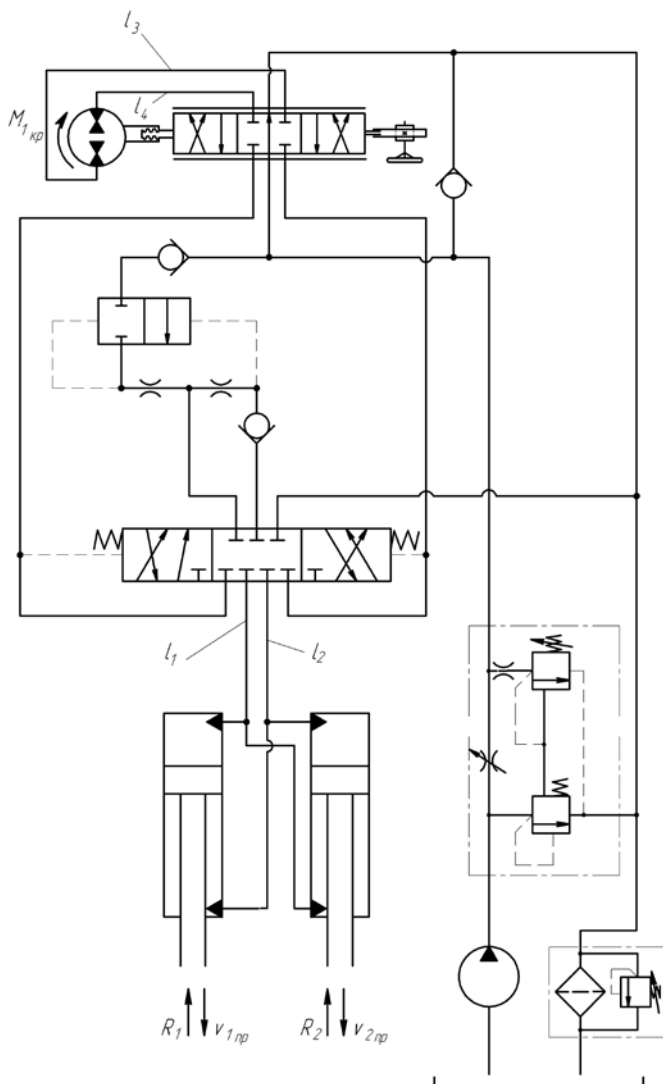
В графической части курсовой работы студенту необходимо выполнить принципиальную гидравлическую схему на листе формата А1 или А2 с обязательным указанием над основной надписью перечня элементов гидросхемы в соответствии с ГОСТ 2.704–76; сборочный чертеж (на формате А1) одного из гидроэлементов схемы, наименования которых указываются преподавателем в задании, а также рабочие чертежи двух сопрягаемых деталей устройства (на форматах А4–А2, в зависимости от сложности деталей), для которого выполнен сборочный чертеж. К сборочному чертежу гидроэлемента составляется спецификация.

Ниже приведен список гидромашин и гидроаппаратов, для которых выполняются сборочные чертежи в графической части курсовой работы:

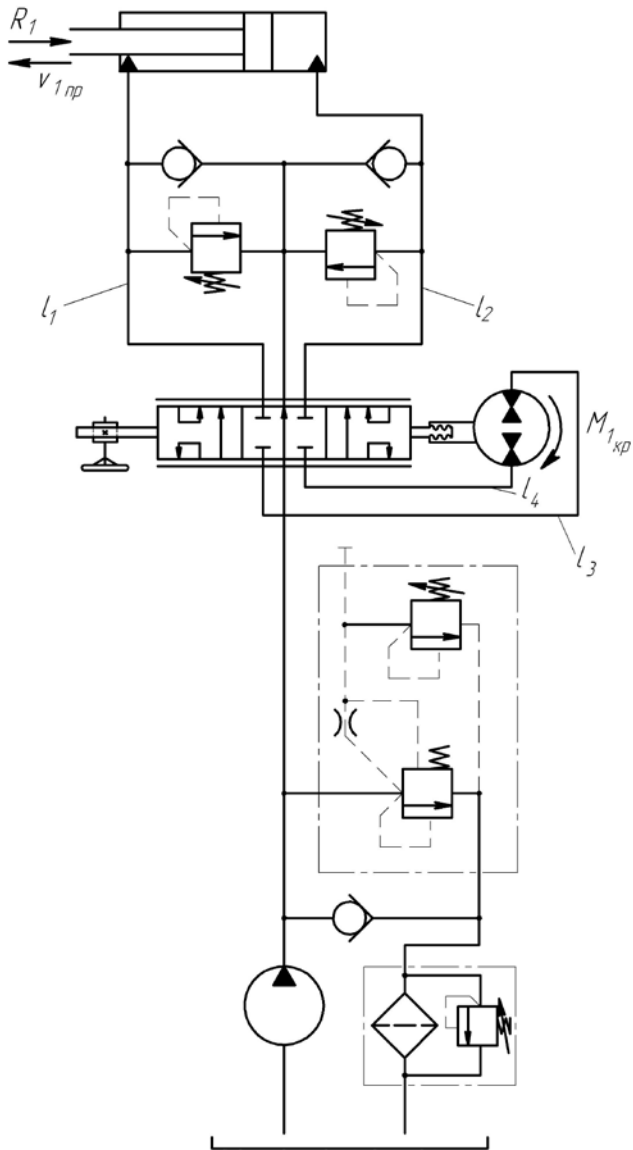
- гидроклапан предохранительный;
- гидрораспределитель;
- клапан переливной;
- дроссель регулируемый;
- дроссель с обратным клапаном;
- фильтр сетчатый;
- фильтр пластинчатый;
- насос пластинчатый нерегулируемый;
- насос пластинчатый регулируемый;
- насос шестеренный;
- насос аксиально-поршневой;
- насос радиально-поршневой;
- гидроцилиндр;
- реле давления;
- регулятор потока;
- гидромотор радиально-поршневой;
- поворотный гидродвигатель;
- гидроаккумулятор и др.

## 7.2. Варианты принципиальных гидравлических схем приводов рабочего и ходового оборудования строительных и дорожных машин

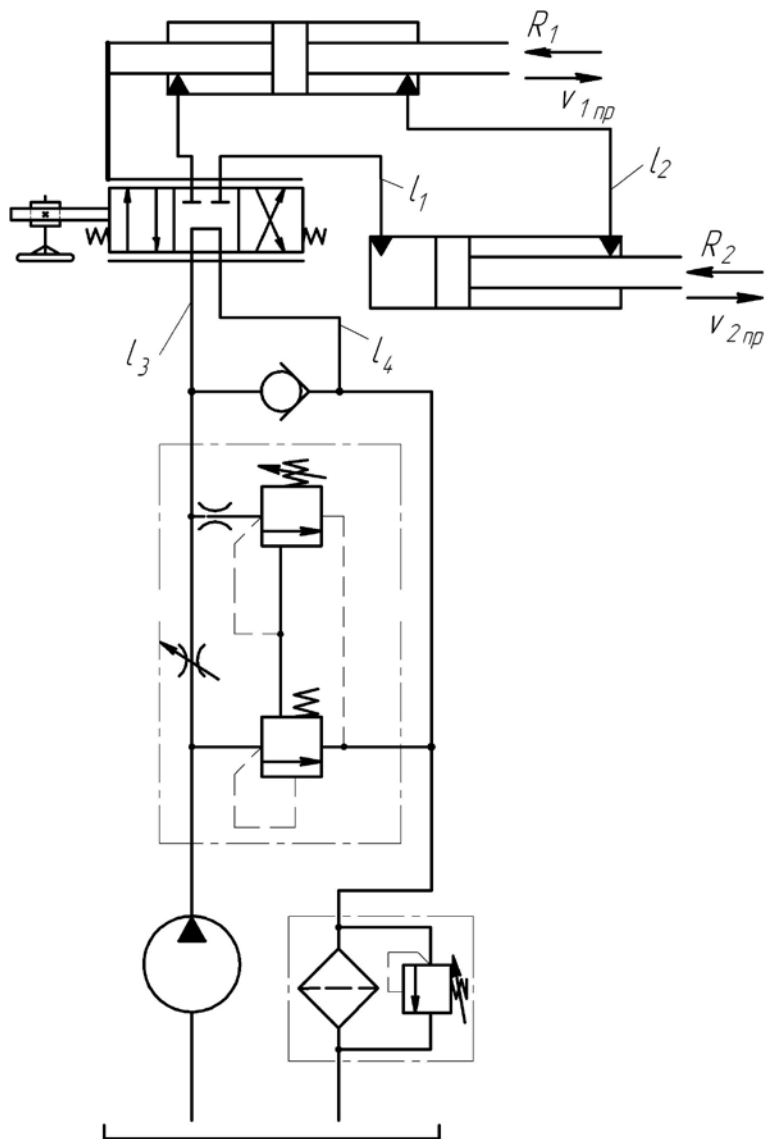
Вариант 1



Вариант 2



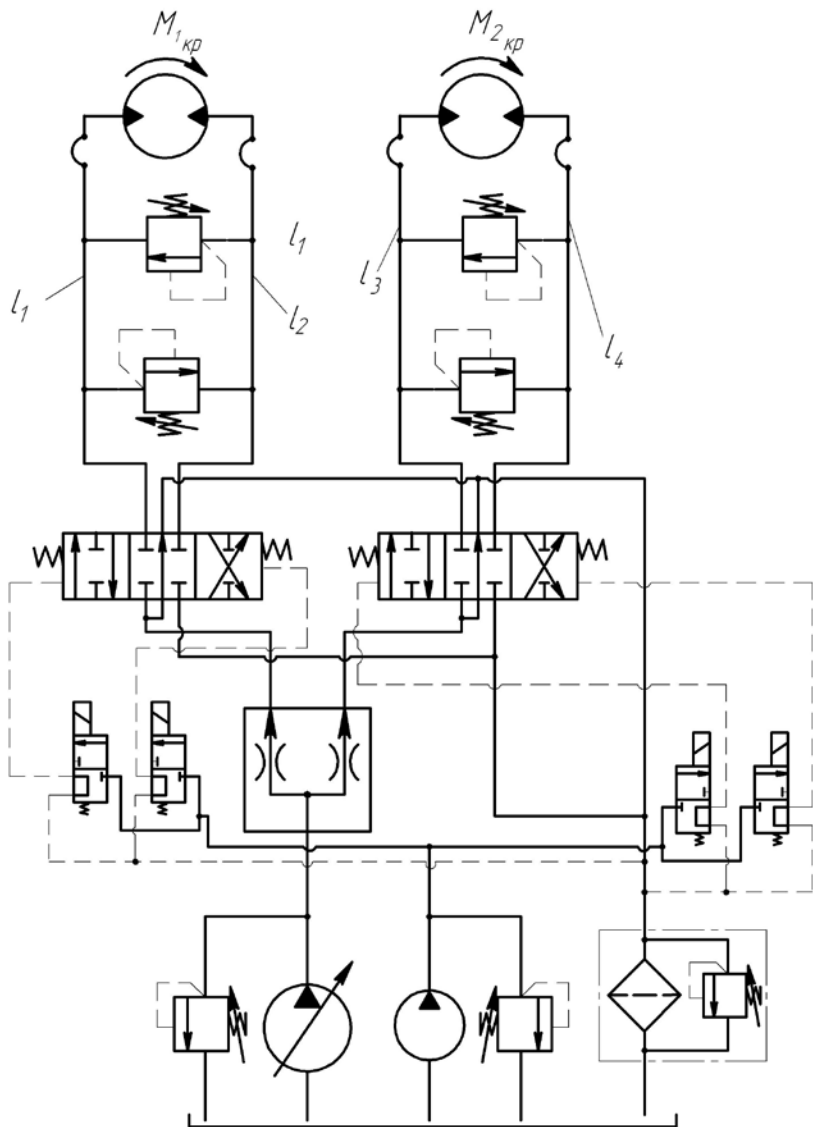
Вариант 3





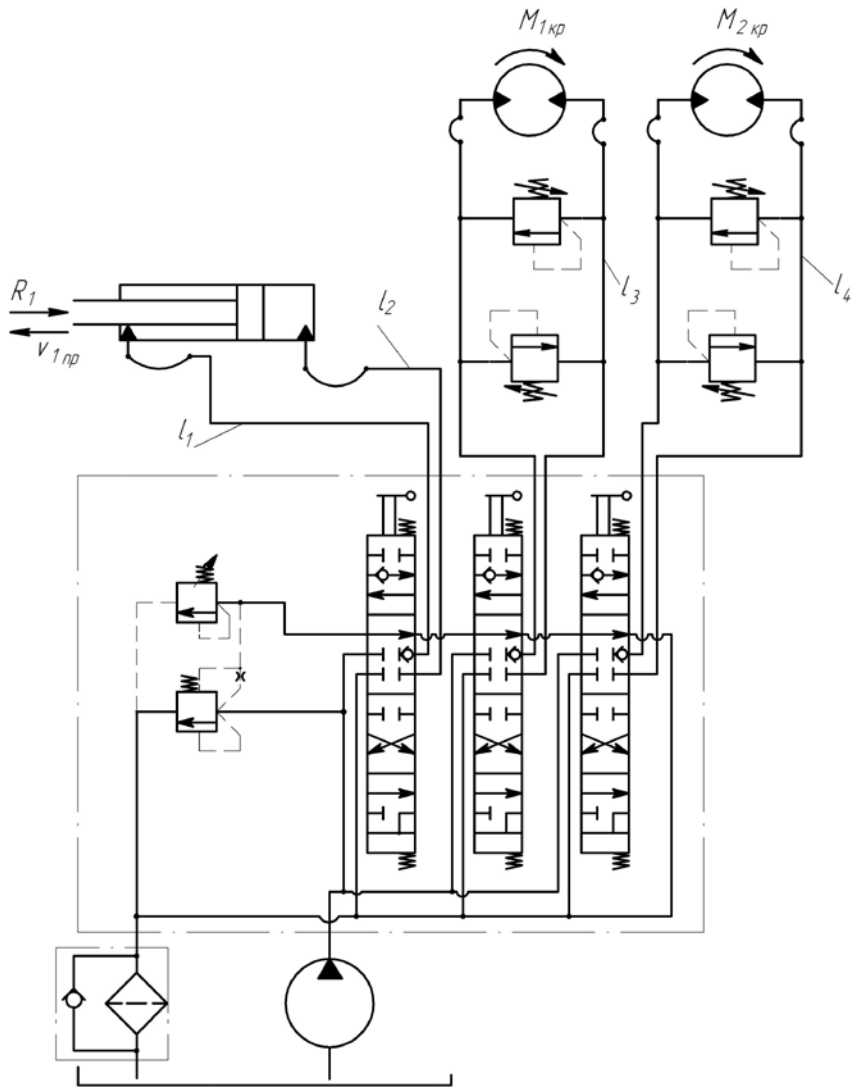


Вариант 7

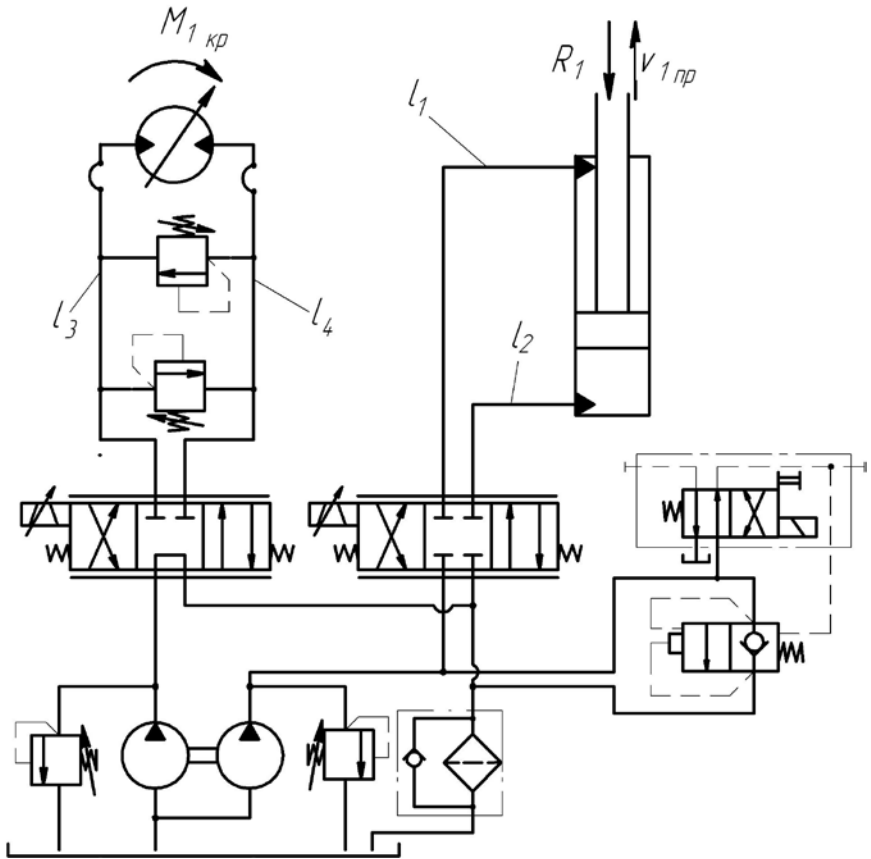




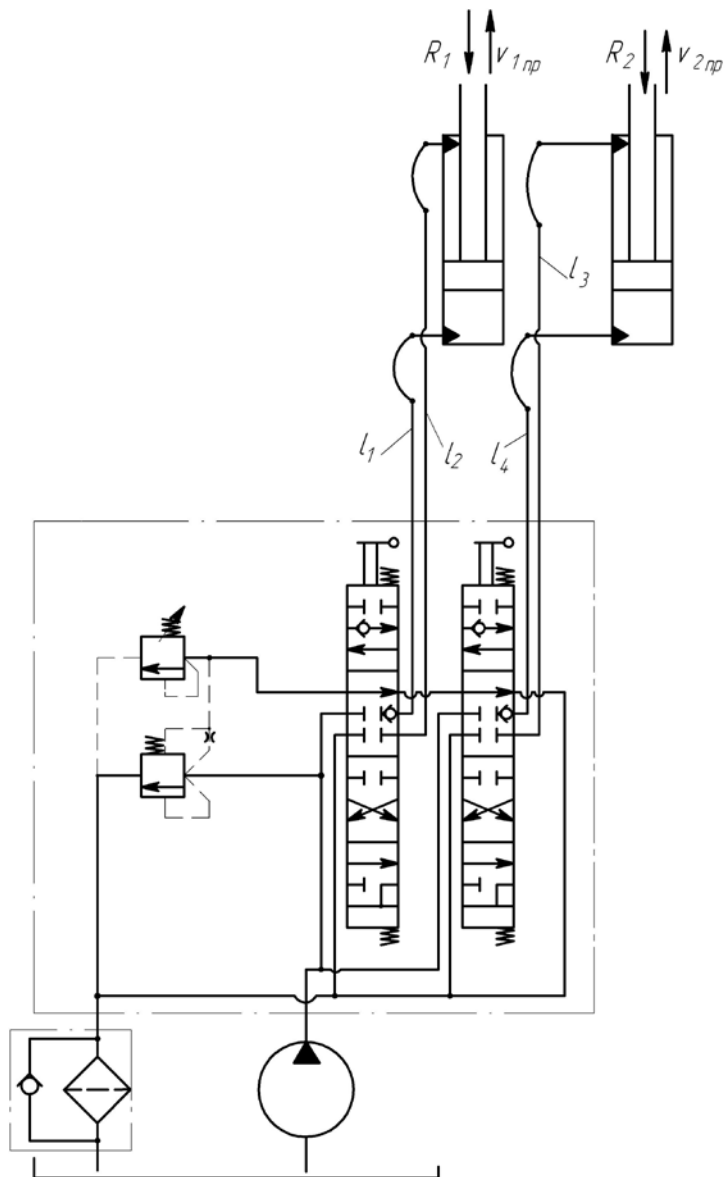
Вариант 8



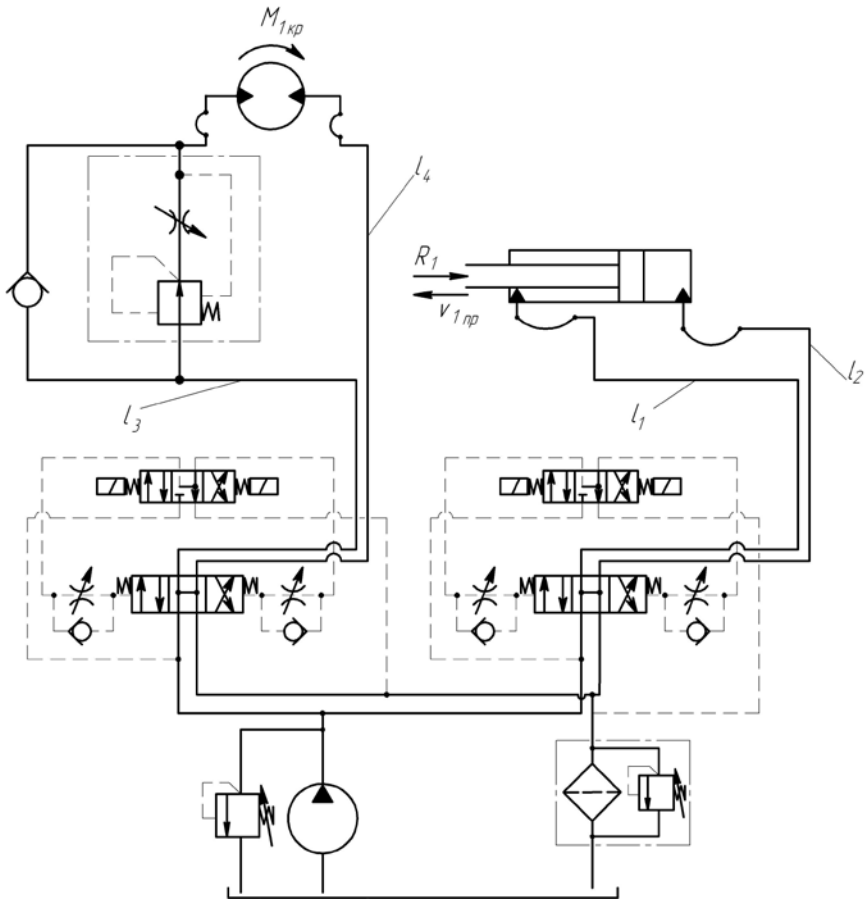
Вариант 9



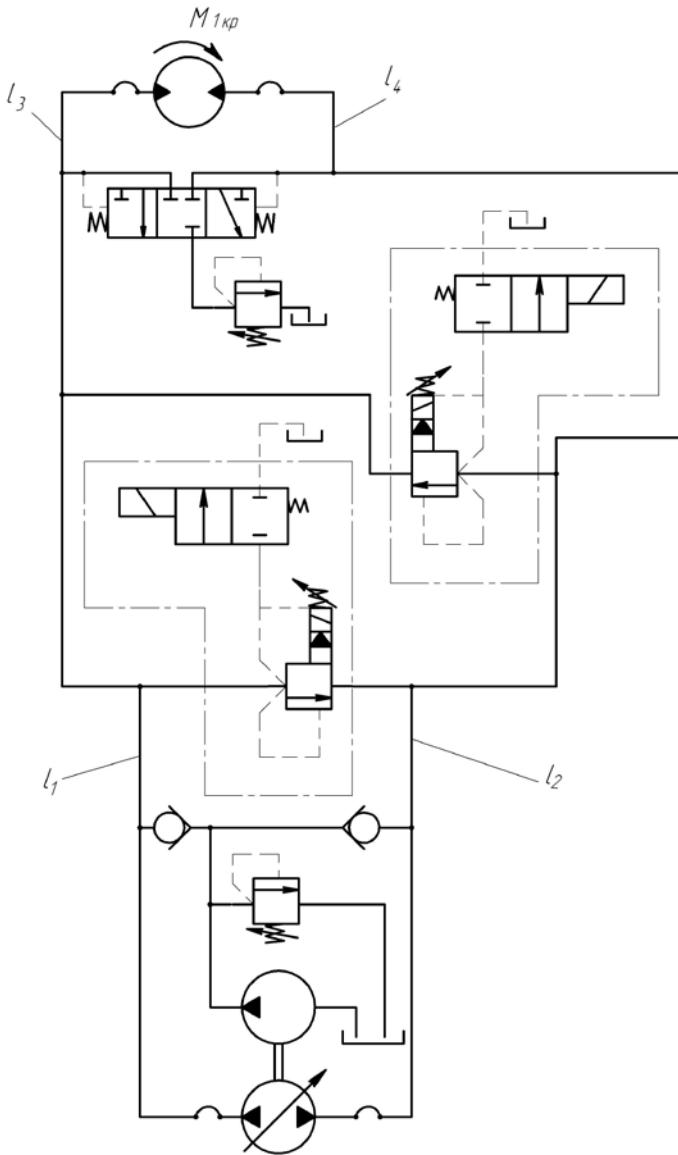
Вариант 10



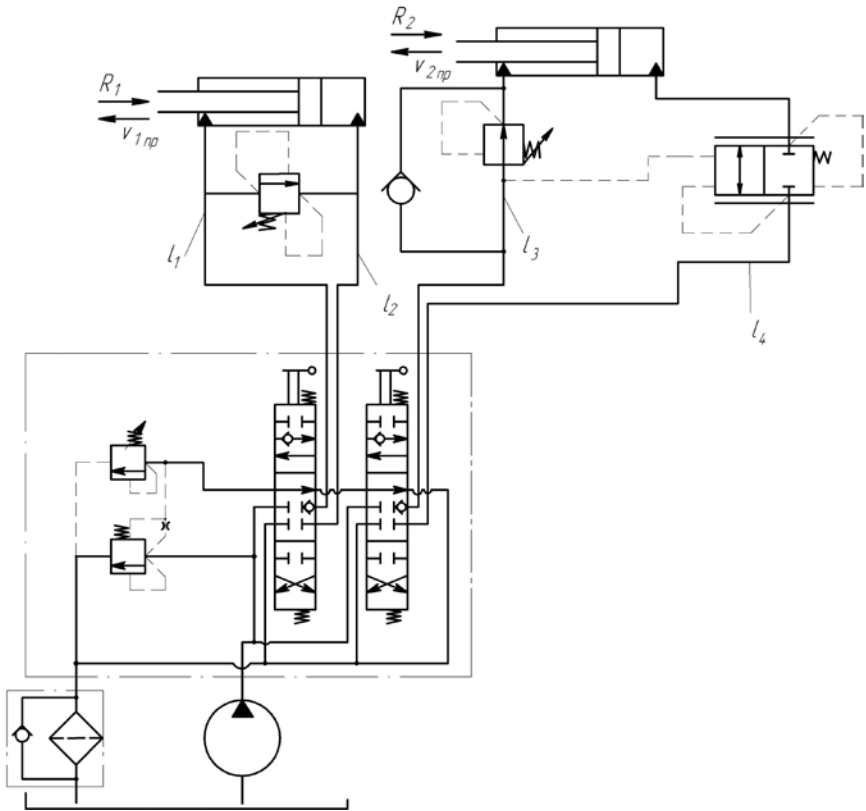
Вариант 11



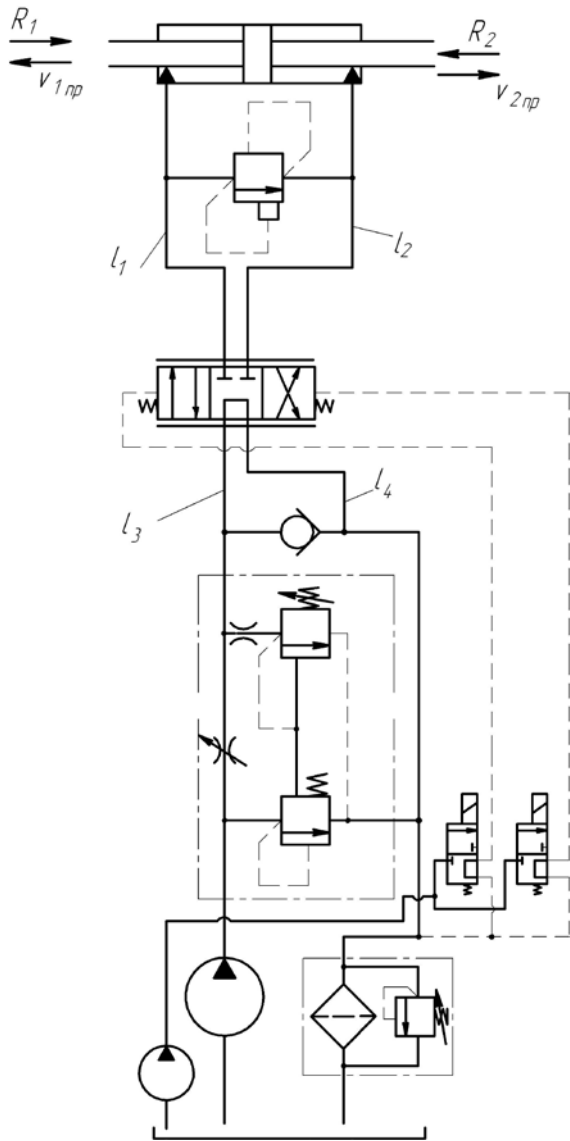
Вариант 12



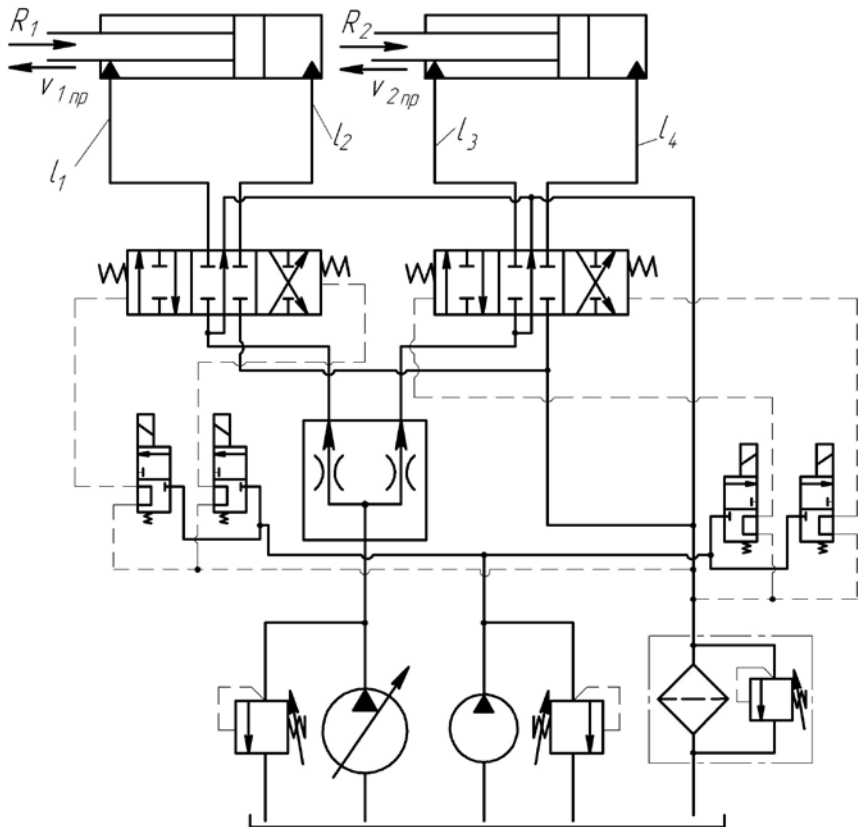
Вариант 13



Вариант 14

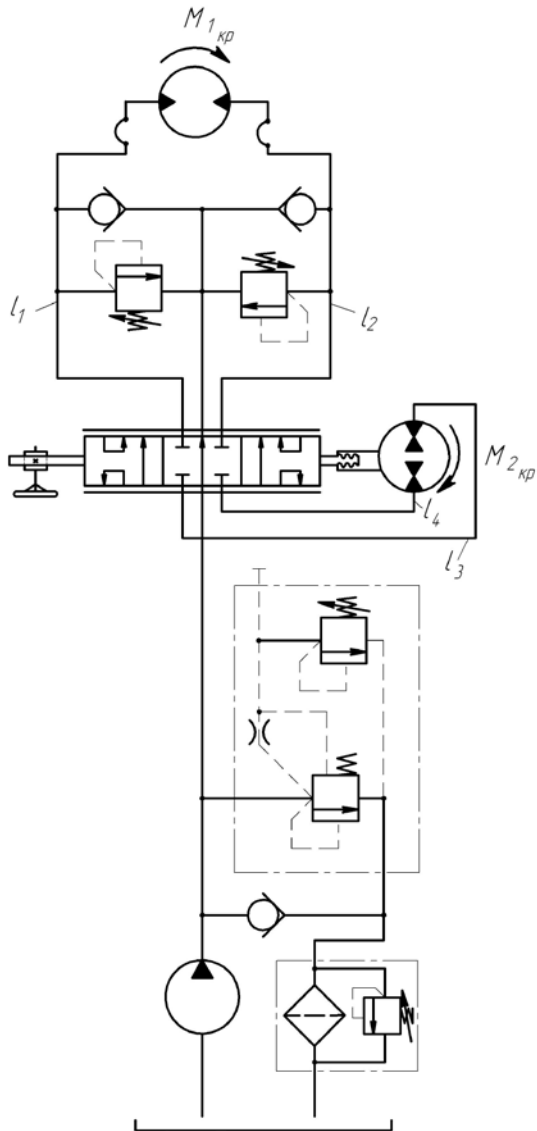


Вариант 15

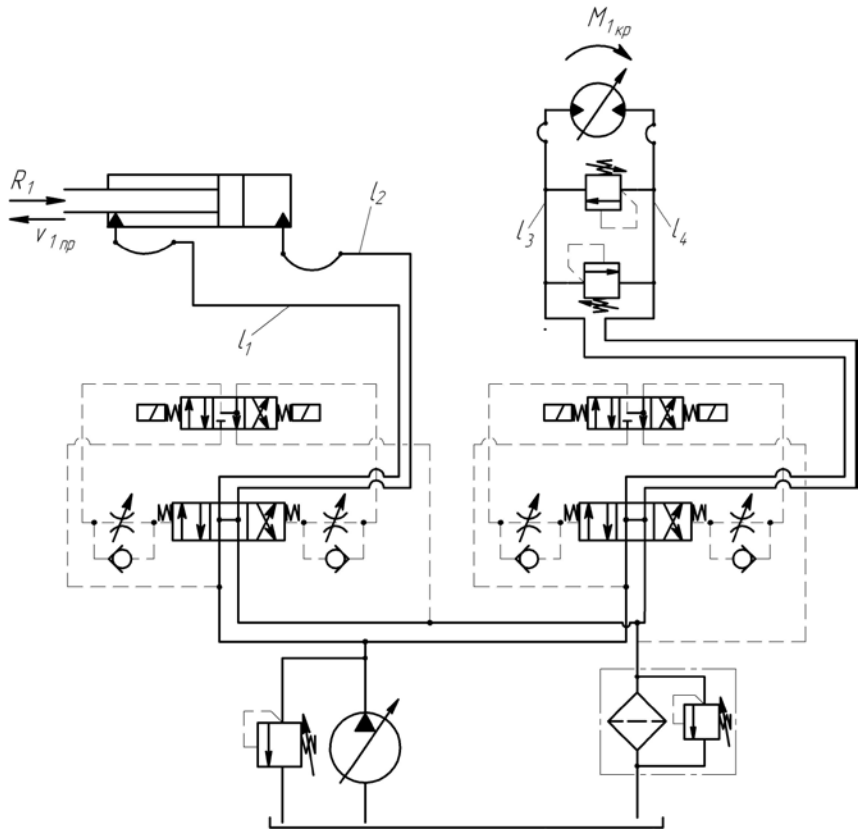




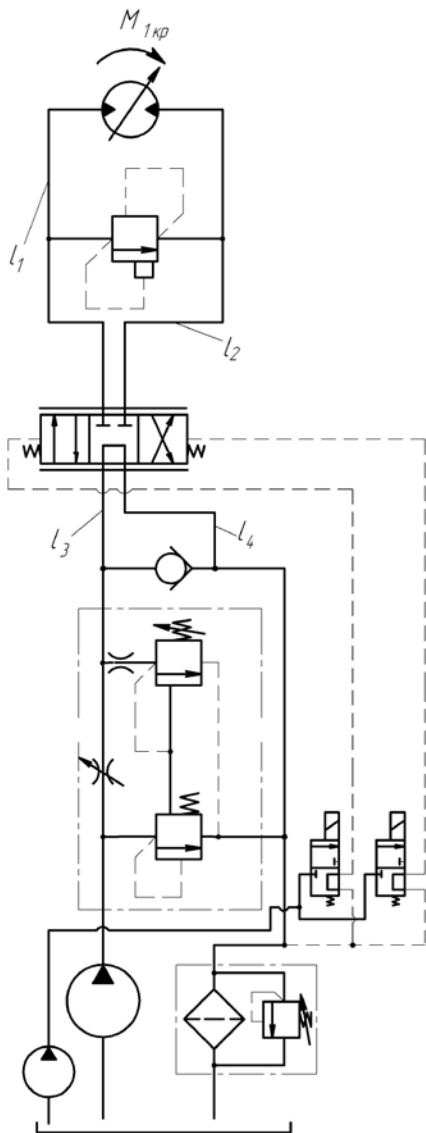
Вариант 16



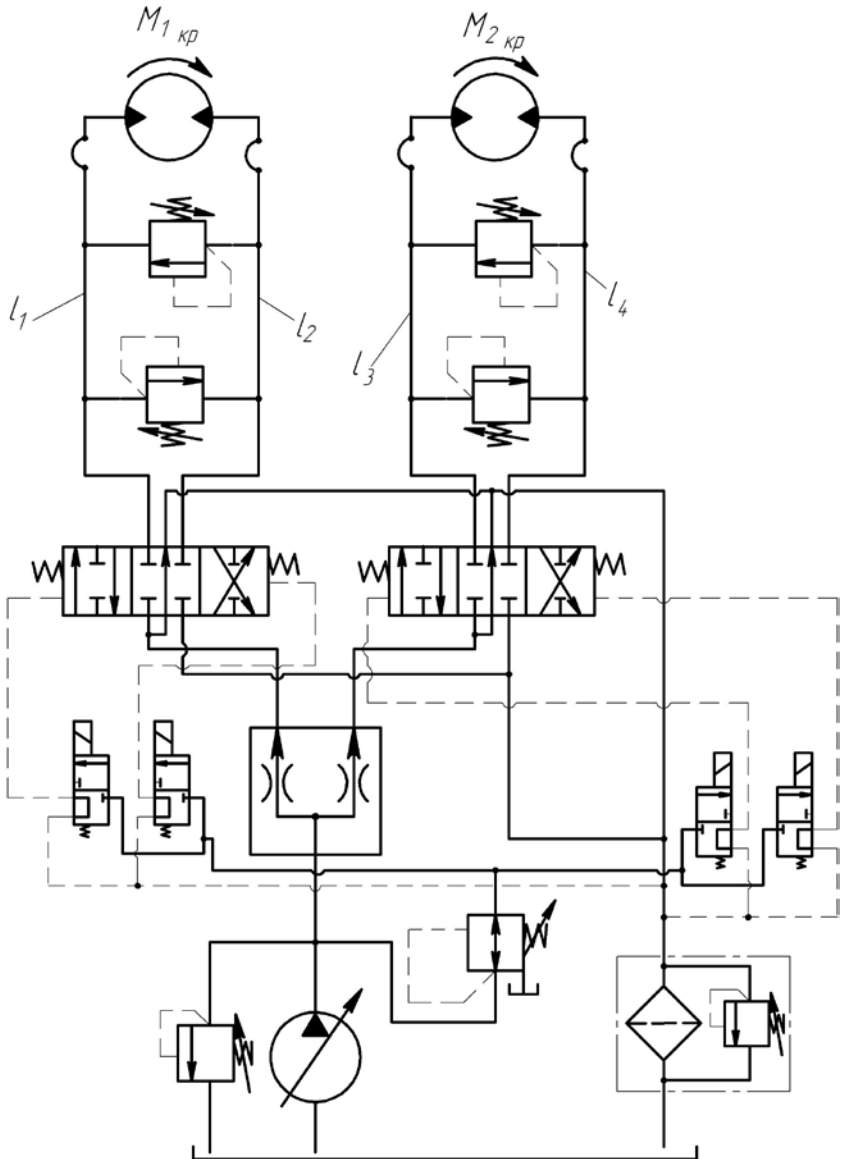
Вариант 17



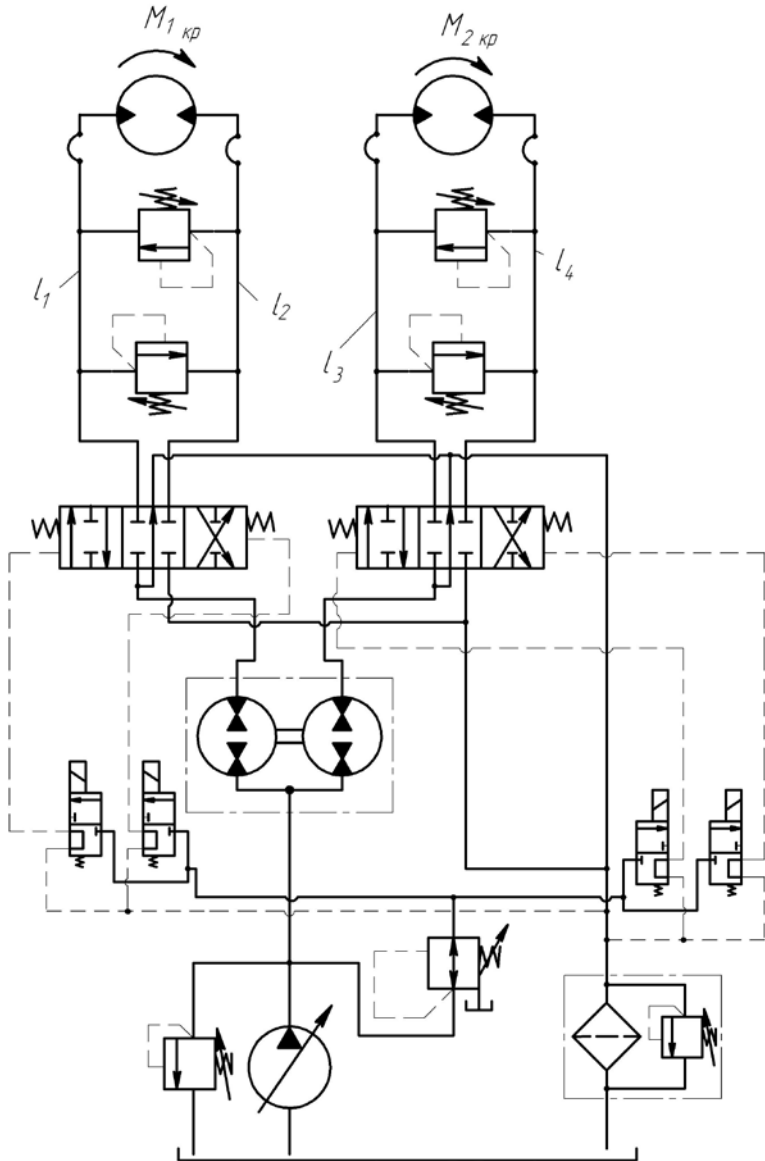
Вариант 18



Вариант 19



Вариант 20



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила выполнения схем : ГОСТ 2.701–84.
2. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем : ГОСТ 2.704–76.
3. ГОСТ 2.782–96. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические.
4. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные : ГОСТ 2.781–96.
5. Бим-Бад, Б. М. Атлас конструкций гидромашин и гидропередаточ : учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / Б. М. Бим-Бад, М. Г. Кабаков, С. П. Стесин. – М. : ИНФРА-М, 2004. – 135 с. – (Высшее образование).
6. Вавилов, А. В. Методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Гидравлика, гидромашин и гидропривод» для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А. В. Вавилов, А. Н. Смоляк. – Минск : БНТУ, 2003. – 21 с.
7. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.
8. Богдан, Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем : учебное пособие / Н. В. Богдан, П. Н. Кишкевич, В. С. Шевченко ; под ред. Н. В. Богдана. – Минск : Ураджай, 2001. – 396 с.
9. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи : учебное пособие для вузов / А. Ф. Андреев [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 310 с.
10. Гидравлическое оборудование для гидроприводов строительных, дорожных и коммунальных машин : каталог-справочник ЦНИИТЭстроймаш / под ред. Н. К. Гречина. – М., 1978. – 480 с.
11. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
12. Савин, И. Ф. Гидравлический привод строительных машин / И. Ф. Савин. – М. : Стройиздат, 1974. – 240 с.

13. Свешников, В. К. Гидрооборудование : международный справочник : в 3 кн. / В. К. Свешников. – М. : ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2002. – Кн. 2 : Гидроаппаратура : номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. – 508 с.

14. Юшкин, В. В. Основы расчета объемного гидропривода / В. В. Юшкин. – М. : Высшая школа, 1982. – 93 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1

#### ГРЕЧЕСКИЙ АЛФАВИТ

Строчные буквы	Прописные буквы	Название букв	Строчные буквы	Прописные буквы	Название букв
$\alpha$	Α	альфа	$\nu$	Ν	ню
$\beta$	Β	бэта	$\xi$	Ξ	кси
$\gamma$	Γ	гамма	$\omicron$	Ο	омикрон
$\delta$	Δ	дельта	$\pi$	Π	пи
$\epsilon$	Ε	эпсилон	$\rho$	Ρ	ро
$\zeta$	Ζ	дзета	$\sigma$	Σ	сигма
$\eta$	Η	эта	$\tau$	Τ	тау
$\theta$	Θ	тэта	$\upsilon$	Υ	ипсилон
$\iota$	Ι	йота	$\phi$	Φ	фи
$\kappa$	Κ	каппа	$\chi$	Χ	хи
$\lambda$	Λ	лямбда	$\psi$	Ψ	пси
$\mu$	Μ	мю	$\omega$	Ω	омега



## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### ПЕРЕВОДНЫЕ МНОЖИТЕЛИ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ МЕТРИЧЕСКИХ ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ В ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ СИ

Наименование параметров	Обозначения единиц измерения в метрической системе	Переводные множители в единицы измерения системы СИ
1	2	3
Площадь	1 см <sup>2</sup>	1 · 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>
Объем	1 см <sup>3</sup>	1 · 10 <sup>-6</sup> м <sup>3</sup>
	1 литр	1 · 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup>
Время	1 мин	60 с
Объемный расход	1 литр/мин	16,667 · 10 <sup>-6</sup> м <sup>3</sup> /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 <sup>3</sup>	9,81 Н/м <sup>3</sup>
Плотность	1 кгс · с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	9,81 кг/м <sup>3</sup> ;
Давление	1 ат = 1 кгс/см <sup>2</sup>	98 · 100 Н/м <sup>2</sup> = 0,1 МН/м <sup>2</sup>
	1 бар	0,1 МН/м <sup>2</sup>
	1 Паскаль (Па)	1 Н/м <sup>2</sup>
	1 м водяного столба	0,01 МН/м <sup>2</sup>
	1 мм ртутного столба	133,322 Н/м <sup>2</sup>
Динамическая вязкость	1 пуаз (пз)	0,1 Н с/м <sup>2</sup>
	1 кгс · с/м <sup>2</sup>	9,81 Н с/м <sup>2</sup>
Кинематическая вязкость	1 стокс (Ст)	1 · 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> /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

1	2	3
Момент силы	1 кгс·м	9,81 Н·м
Динамический момент инерции	1 кгс·м·с <sup>2</sup>	9,81 кг·м <sup>2</sup>
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 <sup>2</sup> ·ч·град	1,163 Вт/м <sup>2</sup> ·град
Линейный размер	1 микрон	$1 \cdot 10^{-6}$ м

Учебное издание

**БАВИЛОВ** Антон Владимирович  
**СМОЛЯК** Анна Николаевна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ  
СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности 1-36 11 01  
«Подъемно-транспортные, строительные,  
дорожные машины и оборудование»

Редактор Т. Н. Микулик  
Компьютерная верстка Н. А. Школьниковой

Подписано в печать 19.12.2012. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 4,30. Уч.-изд. л. 3,36. Тираж 100. Заказ 193.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.