

Оглавление

Введение

1. Основные положения проектирования гидропривода строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин
2. Разработка принципиальной гидравлической схемы
3. Выбор и расчет основных параметров и исходных данных
 - 3.1. Выбор номинального давления
 - 3.2. Выбор рабочих жидкостей
4. Расчет мощности и подачи насосов
5. Выбор насосов
6. Выбор и расчет гидроцилиндров
7. Выбор гидромоторов
8. Выбор направляющей и регулирующей гидроаппаратуры
9. Выбор фильтров
10. Выбор трубопроводов
11. Расчет потерь давления в гидросистеме
12. Поверочный расчет гидропривода
13. Определение мощности и КПД гидропривода
14. Тепловой расчет гидропривода

Приложения

Литература

Введение

Гидравлический привод получил широкое распространение в машиностроении. Этому способствует ряд преимуществ по сравнению с другими: простота бесступенчатого регулирования скорости рабочего органа в широких пределах, превращение поступательного движения в возвратно-поступательное; возможность быстрого и частого реверсирования с плавным торможением и разгоном; малая инертность; большая удельная энергоемкость; легкость автоматизации управления и защиты; самосмазываемость оборудования, их высокая надежность; возможность широкой унификации и стандартизации тепловых элементов.

Гидравлическим приводом оснащено около 2/3 строительных и дорожных машин. Масштабы применения гидравлических приводов непрерывно растут.

Широкое распространение машин с гидроприводами требует улучшения подготовки специалистов, занимающихся проектированием, изготовлением, эксплуатацией и ремонтом строительно-дорожных машин. Выполнение учебных процессов, курсовых работ по гидроприводу и гидроавтоматике способствует решению этой задачи. В настоящей работе рассматриваются основные положения и порядок расчета гидроприводов строительно-дорожных машин.

1. Основные положения проектирования гидропривода строительно-дорожных подъемно-транспортных машин

Расчет и проектирование систем объемного гидропривода строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин должны производиться с учетом специфических условий их эксплуатации: различные климатические зоны и времена года; работа на открытом воздухе с повышенной запыленностью; тряска и вибрация при работе; разнообразные режимы работы с большим количеством включений и широким диапазоном нагрузок.

Конструкция гидропривода должна обеспечивать надежную и бесперебойную работу с заданными технико-экономическими показателями и удовлетворять требованиям техники безопасности.

Проектирование гидропривода строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин должно производиться с учетом режимов их работы. Режим работы гидропривода определяется в зависимости от коэффициентов использования номинального давления, продолжительности работы под нагрузкой, а также числа включений в 1 ч. (табл. 1).

При конструировании и расчете гидроприводов машин основные параметры, геометрические и присоединительные размеры гидрооборудования следует выбирать в соответствии с ГОСТом.

Основными параметрами систем объемного гидропривода являются номинальное давление (ГОСТ 12445-80) и расход (ГОСТ 13825-80)

Элементы объемного гидропривода рекомендуется выбирать из серийно выпускаемой нормализованной гидроаппаратуры и гидрооборудования и в первую очередь предназначенных для строительно-дорожных машин.

Таблица 1

Режим работы гидропривода

Режим работы гидропривода	Коэф. исп. ном. дав. $K_p = \frac{P}{P_{ном}}$	Коэф. продол. раб. под. нагр. $K_p = \frac{t_p}{t}$	Число включений в час	Область применения
Легкий	<0,4	0,1...0,3	до 100	Системы управления; снегоочиститель, трубоукладчик, рыхлитель.
Средний	0,4...0,7	0,3...0,5	100-200	Скреперы, бульдозеры, автогрейдеры.
Тяжелый	0,7...0,9	0,5...0,8	200-400	Погрузчики, автокраны.
Весьма тяжелый	>0,9	0,8...0,9	400-800	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия

Процесс проектирования гидропривода состоит из следующих этапов: анализ кинематики исполнительных механизмов, установления вида и требуемой последовательности движений в соответствии с характером технологического процесса работы машины: составления принципиальной гидравлической схемы; расчет гидропривода и подбор гидроаппаратуры.

Расчет рекомендуется вести в три этапа [1,3]: выбор параметров и предварительный расчет, уточнение параметров с учетом потерь давления и расхода; поверочный расчет.

В предварительном расчете выбирают давление в гидросистеме, определяют мощность привода, подачу насосов, основные параметры гидродвигателей. Если при предварительной оценке выясняется невозможность выполнения условий технического задания, то выбранные расчетные данные корректируются.

Основной расчет включает в себя расчет и выбор насосов, гидродвигателей, направляющей и регулирующей гидроаппаратуры, трубопроводов и других элементов, а

также расчет потерь давления, в гидросистеме, к.п.д. привода, тепловой расчет гидропривода.

Поверочный расчет выполняется для деления степени расхождения между полученными и заданными выходными параметрами при использовании серийно выпускаемых гидроагрегатов с конкретными их характеристиками.

2. Разработка принципиальной гидравлической схемы

Конструкция и характеристики гидропривода обусловлены назначением и характеристиками исполнительных (рабочих) органов машины, для которых этот гидропривод предназначен. Поэтому студент должен хорошо ознакомиться с назначением машины, принципом ее действия, условий эксплуатации, возможным расположением и взаимодействием гидрооборудования.

При составлении гидравлической схемы необходимо широко использовать опыт разработки и эксплуатации гидрофицированных машин, типовых гидравлических схем, использованных на машинах подобного назначения.

В ходе разработки гидравлической схемы решают такие принципиальные вопросы, как число потоков гидросистемы, (одно- двух- или многопоточная), характер циркуляции рабочей жидкости (замкнутая или разомкнутая), регулирование скорости привода (нерегулируемый, дроссельный или машинный), способ управления (ручной, дистанционный или автоматический), вопросы размещения и компоновки элементов гидропривода. При выборе гидравлической схемы с питанием гидроцилиндров и гидромоторов от общего насоса следует иметь ввиду, что давление перед гидроцилиндрами должно мало отличаться от давления перед гидромотором. Если применение высокого давления в системе питания гидроцилиндров при малом давлении перед гидромоторами, почему-либо неизбежно, то следует перейти к двухпоточной схеме и для питания каждой группы гидродвигателей предусмотреть свой автономный насос. В противном случае для снижения давления в магистрали гидромотора придется использовать редукционный клапан, что увеличит гидравлические потери и снизит к.п.д. гидропривода. В строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах в основном применяются гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости, так как могут применяться на машинах любого назначения для привода гидродвигателей как поступательного, так и вращательного действия. Гидроприводы с замкнутой циркуляцией применяются только для привода гидромоторов, например, в приводах хода роторных траншейных экскаваторов, экскаваторов-каналокопателей, ротора снегоочистителей, вальцов самоходных катков, в объемных гидропередачах, колесных и гусеничных машин. При большой мощности привода ($N > 10 \text{ кВт}$) в сочетании с регулятором мощности находит широкое применение в тягачах, землеройно-транспортных машинах объемное (машинное) регулирование скорости рабочего органа при замкнутой системе циркуляции жидкости.

Дроссельное регулирование менее экономично, чем объемное и может применяться в гидроприводах малой мощности и в случаях кратковременного регулирования, т.е. в гидроприводах, для которых вопросы экономичности не имеют решающего значения.

В гидросистемах мобильных строительных и дорожных машин применяется в основном управление от оператора ручное и дистанционное. Автоматическое управление гидроприводом применяют в случае необходимости точного выполнения, например, планировочных работ на автогрейдерх, каналокопателях, бульдозерах.

Составление принципиальной гидравлической схемы целесообразно начинать с составления схемы “от двигателей”, т.е. нанести на схему места расположения выбранных исполнительных гидродвигателей, затем на их рабочих гидролиниях – регулирующие и исполнительные аппараты в соответствии с режимом работы и другими конкретными

требованиями к работе каждого двигателя. После этого объединить линии нагнетателя, слива и дренажа отдельных участков схемы; при необходимости определить места установки редуционных клапанов, дросселей с обратным клапаном (для пропускания потока в одном направлении и ограничения потока в обратном) и других гидроаппаратов. Последним этапом является разработка гидросхемы насосной установки, размещение фильтров и других вспомогательных элементов. Составленную гидравлическую схему необходимо анализировать на безаварийность работы, т.е. оценить поведение рабочих органов при возможных нарушениях в работе гидроаппаратов. При необходимости в схему вводят дополнительные блокирующие устройства, гидрозамки,

исключающие возможность возникновения аварийных ситуаций.

Таким образом, основная номенклатура оппонентов гидропривода определяется на стадии составления принципиальной гидравлической схемы, далее уточняется и выбирается в процессе расчета гидропривода.

3. Выбор и расчет основных параметров и исходных данных.

Для проектирования гидропривода необходимо иметь следующие данные:

- тип базовой машины, схема исполнительных рабочих органов и их техническая характеристика;
- назначения гидропривода и требования, предъявляемые к нему;
- характеристика климатической зоны эксплуатации машины;
- принципиальная гидравлическая схема гидропривода;
- режим работы гидропривода;
- усилия на штоках гидроцилиндров и нагружающие моменты на валах гидромоторов;
- скорости перемещения истоков гидроцилиндров и частоты вращения валов гидромоторов.

От типа и назначения базовой машины, кинематики используемых рабочих органов, циклов и режимов работы зависят гидравлическая схема, компоновка элементов гидросистемы и режим работы гидропривода, каждый необходим при расчетах параметров гидромашин.

По характеристике климатической зоны эксплуатации машины определяются граничные значения температуры воздуха, которые учитываются при выборе рабочей жидкости.

Усилия на штоках гидроцилиндров и нагружающие моменты на валах гидромоторов необходимы для расчета диаметров гидроцилиндров и для выбора типоразмеров гидромоторов.

Скорости гидродвигателей зависят от режима работы гидропривода и прочих циклов. Завышение скорости ведет к увеличению расходов в гидросистеме и размеров гидрооборудования, а занижение – к уменьшению производительности машины. При легком режиме работы гидропривода, скорости гидродвигателей исполнительных органов мало влияют на производительность машины, поэтому назначаются малые скорости гидродвигателей, а при тяжелых режимах – больше скорости, т. к. они увеличивают производительность базовой машины. Поэтому диапазон скоростей штоков гидроцилиндров принимается от 2 до 30 м/мин (0,03-0,5 м/с).

Величины усилий, крутящих моментов и скоростей подсчитываются при выполнении силовых расчетов силового оборудования и механизмов машины и расчета производительности машины. Для выполнения заданных внешних параметров гидропривода необходимо выбрать или рассчитать основные внутренние параметры на основном расчетном (номинальном) режиме. Такими параметрами для систем объемного гидропривода являются номинальные давления ($P_{ном}$) и расход ($Q_{ном}$).

В системах объемного гидропривода с разветвлением мощности расчет необходимого давления и расхода производят по наиболее погруженному гидродвигателю.

3.1 Выбор номинального давления.

Давление в гидросистеме зависит от типа насоса и назначения гидропривода на данной машине (для вспомогательных и устойчивых операций привода основного рабочего оборудования). Давления насоса должно быть тем больше, чем больше нагрузка или мощность приводимого в движение механизма. Малые давления приводят к возрастанию габарита и веса, но способствуют плавной и устойчивой работе; большие давления, снижая габариты и вес, усложняют конструкцию и эксплуатацию гидросистем, уменьшают долговечность гидрооборудования. Номинальное давление обычно выбирают на основании существующих рекомендаций и статистических данных, полученных при практическом использовании машин данного типа. При этом за величину расчетного давления принимают номинальное давление насосов, серийно выпускаемых промышленностью и использованных в машинах, аналогичных проектируемой.

Номинальное давление в гидросистеме назначают в соответствии с нормальным рядом давлений по ГОСТ 6540-74 и ГОСТ 12445-77 (МПа): 0,63 ; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32.

3.2 Выбор рабочих жидкостей.

Рабочая жидкость кроме основной функции – передача энергии от насоса к гидродвигателю – выполняет ряд важных функций: смазка трущихся поверхностей детали; удаление продуктов износа трущихся пар; предохранение их от коррозии; охлаждение гидравлической системы. Поэтому работоспособность и долговечность гидрооборудования зависит от правильности выбора рабочей жидкости.

В гидроприводах строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин применяются только загущенные минеральные масла, обладающие хорошей смазывающей способностью, химической стабильностью при повышенных температурах, хорошими антикоррозионными и противопенными свойствами. В настоящее время широко применяются следующие масла: МГ-20, МГ-30, ВМГ-3, АМГ-10, И-12, И-20, И-30.

Выбор марки масла должен производиться с учетом режима работы гидропривода, климатических и температурных условий, соответствия вязкости номинальному давлению, а также рекомендации заводов-изготовителей гидромашин.

При выборе марки масла температурные пределы применения рабочей жидкости определяются по таблице и рисунку приложений 1, 3.

В гидроприводах, эксплуатируемых на открытом воздухе при температуре от +50° до -60° С, рекомендуется применять не более двух сортов рабочей жидкости (летнее и зимнее) [1]. Уровень вязкости рабочей жидкости в условиях эксплуатации должен

находиться в пределах 20-200 сСт (мм²/с). Допустимый диапазон вязкости масла при кратковременной эксплуатации может быть 10-2000 сСт (мм²/с). Температура застывания рабочей жидкости должна быть на 15-20° С ниже наименьшей температуры окружающей среды, в которой будет эксплуатироваться гидросистема. Максимальная температура рабочей жидкости в гидросистеме не должна превышать 70-80° С. Для обеспечения оптимального температурного режима гидросистем, работающих в тяжелых климатических условиях, необходимо предусматривать средства для охлаждения рабочей жидкости (маслорадиаторы) или прогрева (пропуск через предохранительный клапан насоса под максимальной нагрузкой).

Для выбора рабочей жидкости необходимо знать граничные величины температуры окружающего воздуха, которые зависят от климатической зоны эксплуатации.

Граничные температуры окружающего воздуха для различных климатических зон [1,5]:

- Крайний Север и Сибирь -50...+35° С;
- районы средней полосы РФ -35...+40° С;

- южные районы страны -25...+50° С.

Рабочую жидкость выбирают также с учетом типа насосов и рекомендации заводов-изготовителей. ГОСТ 14892-69 рекомендует определенные пределы вязкости масла для нормальной работы различных насосов.

Таблица 2

Ограничение вязкости рабочих жидкостей роторных насосов. *[2]

Тип насоса	Вязкость, сСт (мм²/с)	
	Минимальная	Максимальная
Аксиально-поршневые	6-8	1800-200
Пластинчатые	10-12	3500-4500
Шестеренные	16-18	4500-5000

* При минимальной вязкости масла обеспечивается смазка поверхностей трения при объемном к.п.д. не менее 0,8, а при максимальной вязкости – прокачиваемость.

Масла МГ-20 и МГ-30 предназначены для гидроприводов, работающих на открытом воздухе в средних и южных районах (заменители: ИС-20, ИС-30); ВМГЗ пригодно для всесезонной эксплуатации гидроприводов в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока, а в средней и южных зонах – в зимний период (заменитель – АМГ-10); МГ-30, силиконовая жидкость 7-50-С3 рекомендуются для условий тропиков.

4. Расчет мощности и подачи насосов.

При расчете гидропривода строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин за основной параметр удобнее принимать мощность [1,3]. Если выбранное номинальное давление $P_{ном}$ (Па) должно обеспечить заданную силу F (Н) или крутящий момент M (Н.м), то расход Q ($\frac{м^3}{с}$) – скорость V ($\frac{м}{с}$) или частоту вращения ω ($\frac{1}{с}$) гидродвигателя.

Полезная мощность определяется:

на штоке гидроцилиндра
$$N_{ц} = \frac{F \cdot V}{1000}, \text{ кВт};$$

на валу гидромотора
$$N_{м} = \frac{M \cdot \omega}{1000}, \text{ кВт}.$$

При предварительном расчете гидропривода потери давления на путевые и местные сопротивления, сил трения и инерционных сил рекомендуется учитывать коэффициентом запаса по усилию $K_{з.у} = 1,1 \div 1,2$ утечки и уменьшение подачи вследствие перегрузки двигателя - коэффициентом запаса по скорости $K_{з.с} = 1,1 \div 1,3$ [1]. Меньшие значения принимаются для приводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелых и весьма тяжелых режимах эксплуатации.

Если в гидросистеме привод двигателей осуществляется от нескольких насосов, подающих жидкость в одну напорную магистраль, то мощность привода определяется так же, как и для насоса, а затем их подача рассчитывается для каждого отдельного насоса. В случае

двухпоточной (многопоточной) гидросистемы с насосами, обеспечивающими работу различных групп гидродвигателей, то расчет мощности привода каждой насосной установки производится отдельно.

Мощность насосной установки

$$N_{н.у} = K_{з.у} \cdot K_{з.с} \cdot (Z_{ц} \cdot N_{ц} + Z_{м} \cdot N_{м}),$$

где $Z_{ц}$ и $Z_{м}$ – число одновременно работающих гидроцилиндров и гидромоторов.

Определить мощность привода установки, можно определить расход рабочей жидкости в гидросистеме:

$$Q_{\text{з.н.}} = \frac{N_{\text{н.у}}}{P_{\text{ном}}}$$

В однопоточном гидроприводе с одним общим насосом его расчетная подача $Q_{\text{н.р.}}$ должна равняться расходу гидропривода $Q_{\text{н.р.}} = Q_{\text{з.н.}} = Z_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ц}} + Z_{\text{м}} \cdot Q_{\text{м}}$. Если один насос не может обеспечить необходимую подачу, то рекомендуется установить два одинаковых насоса с подачей каждого $Q_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{з.н.}}}{2}$, или подобрать два однотипных насоса с различной подачей с тем, что бы один из них подключить только в период совместной работы гидроцилиндров и гидромоторов значительно будут отличаться друг от друга, то рационально использовать двухпоточный гидропривод, т.е. обеспечивать раздельное питание гидроцилиндров и гидромоторов от двух независимых насосов, которые подбираются соответственно по их расходам. По принятым значениям номинальных давления ($P_{\text{ном}}$) и расхода ($Q_{\text{ном}}$) в соответствии с гидравлической схемой подбираются элементы гидропривода из номинального ряда серийно выпускаемого гидрооборудования, отдавая предпочтение тем, которые имеют наиболее близкие значения к ($P_{\text{з.о}} \geq P_{\text{ном}}, Q_{\text{з.с}} \geq Q_{\text{ном}}$).

5. Выбор насосов

Тип насоса выбирается исходя из опыта проектирования и эксплуатации строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин и зависимости от режима работы гидропривода. В гидроприводах легкого и среднего режимов работы рекомендуется применять шестеренные и пластинчатые насосы, для тяжелого режимов – аксиально-поршневые насосы [1].

При выборе насосов основными параметрами являются рабочий объем q ($\text{см}^3/\text{об}$), номинальное давление $P_{\text{ном}}$ (Мпа), номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$ ($\text{об}/\text{мин}$), а дополнительным – номинальная подача $Q_{\text{ном}}$ ($\text{л}/\text{мин}$), которая должна соответствовать расходу гидропривода $Q_{\text{з.н.}}$.

Определяют расчетный рабочий объем $q_{\text{н.р.}}$ ($\text{см}^3/\text{об}$) выбранного типа насоса

$$q_{\text{н.р.}} = 10^3 \cdot \frac{Q_{\text{з.н.}}}{n_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{об.н}}}$$

где $Q_{\text{з.н.}}$ – расход гидропривода, $\text{л}/\text{мин}$;

$n_{\text{ном}}$ – номинальное число оборотов вала насоса, $\text{об}/\text{мин}$;

$\eta_{\text{об.н}}$ – объемный КПД, принимаемый из технической характеристики насоса. По значениям параметров $q_{\text{н.р.}}$, $n_{\text{ном}}$, $P_{\text{ном}}$ выбирают насос с ближайшим значением рабочего объема $q_{\text{н}}$ ($\text{см}^3/\text{об}$), и рассчитывают действительную подачу насоса $Q_{\text{н}}$ ($\text{л}/\text{мин}$)

$$Q_{\text{н}} = 10^{-3} \cdot q_{\text{н}} \cdot n_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{об.н}},$$

которая может отличаться от его расчетной подачи.

Выбранный насос должен развивать давление:

$$P_n = P + \Sigma \Delta P$$

где P – давление на входе в гидродвигатель;

$\Sigma \Delta P$ – суммарные потери давления в гидросистеме, которое рассчитывается при гидравлическом расчете гидропривода.

Максимальное давление $P_{n.max}$, которое может создавать насос при перегрузках, ограничивается предохранительным клапаном [1]

$$P_{n.max} = (0,10 \div 1,20) \cdot P_n$$

Оно не должно превышать максимально допустимое давление P_{max} данного насоса, указанное в его технической характеристике. Также частота вращения n_n выбранного насоса должна быть меньше максимально допустимой ее величины n_{max} , приведенной в его технической характеристике.

При работе насоса на режимах, отличающихся от номинального, подачу насоса определяют по формуле:

$$Q = \frac{Q_{ном}}{\eta_{об(ном)}} \cdot \left[\frac{n}{n_{ном}} - (1 - \eta_{об(ном)}) \cdot \frac{P}{P_{ном}} \right]$$

Мощность, потребляемая для привода насоса, определяется по формуле

$$N = \frac{P \cdot Q}{1000 \cdot \eta_n} \text{ кВт},$$

где P – давление, развиваемое насосом, $\frac{Н}{М^2}$;

Q – подача насоса, $\frac{М^3}{с}$;

η_n – общий к.п.д. насоса по технической характеристике. В предварительных расчетах величины общего η_n и объемного $\eta_{об.n}$ к.п.д. для различных типов насосов могут быть приняты в следующих пределах:

шестеренных $\eta_n = (0,80 \div 0,85)$; $\eta_{об.n} = (0,90 \div 0,94)$;

аксиально-поршневых $\eta_n = (0,85 \div 0,90)$; $\eta_{об.n} = (0,95 \div 0,98)$;

пластинчатых $\eta_n = (0,60 \div 0,80)$; $\eta_{об.n} = (0,70 \div 0,90)$.

6. Выбор и расчет гидроцилиндров

На строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах следует применять следующие типы гидроцилиндров:

Поршневые одноштоковые простого и двойного действия;

Поршневые двухштоковые двойного действия;

Плунжерные одностороннего действия (в механизмах, обеспечивающих принудительный возврат штока гидроцилиндра в исходное положение).

Основными параметрами гидроцилиндра являются: ход поршня X , диаметры поршня D , штоков – d , номинальное давление $P_{ц.ном}$.

Ход поршня X обычно задают конструктивно в соответствии с ходом рабочего органа или определяют через кинематическую цепь, если между гидроцилиндром и рабочим органом имеется передача. Если гидроцилиндр непосредственно встроен в машину или является частью рабочего органа, то его размеры определяют конструктивно, а затем по выбранным диаметрам d – штока, D поршня определяют эффективную (рабочую) площадь $f_{эф}$. Необходимое давление $P_{ц.p.}$ для создания (необходимого) заданного усилия

F_n определяют из соотношения $P_{ц.р} = \frac{F_n}{f_{эф}}$. Если конструкция привода не определяет

диаметры d и D гидроцилиндра, то по рабочему давлению $P_{ц.р} \approx 0,9 \cdot P_{ном}$ ($P_{ном}$ – выбранное номинальное давление в гидросистеме) и заданному усилию F_n определяют эффективные площади f_1 и f_2 гидроцилиндра, затем диаметры поршня D и штока d (см. таблицу 3). В предварительных расчетах могут быть приняты: давление в напорной полости гидроцилиндра $P_{ц.р} \approx 0,9 \cdot P_{ном}$, сливной - $P_{сл} \approx 0,2 \div 0,5$ МПа;

к.п.д. $\eta_{ц.мах} \approx 0,96$, $\eta_{ц.об} = 1$; соотношение между диаметрами штока и поршня

$\frac{d}{D} = 0,3 \div 0,7$ (см. приложение 2). Выбранные диаметры поршней D и штоков d должны соответствовать ГОСТ 6540-68.

При номинальном давлении в гидросистеме $P_{ном} = 16$ МПа размеры гидроцилиндра рекомендуется выбирать по отраслевой нормали ОН-22-176-69 Минстройдормаша. Также разработаны и выпускаются для автомобильных кранов специальные гидроцилиндры ТУ-22-3277-55, унифицированные гидроцилиндры для одноковшовых экскаваторов на давление $P_{ном} = 32$ МПа.

Наибольшее распространение в гидроприводах строительных и дорожных машин получили гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком. В табл. 3 приведены основные параметры и расчетные зависимости для этих гидроцилиндров.

Таблица 3

Параметры и расчетные зависимости гидроцилиндров с односторонним штоком.

Параметры	Расчетные зависимости	
	При выталкивание штока	При втягивание штока
Эффективная площадь поршня	$f_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$	$f_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$
Усилие на штоке $F_{факт}$	$F_1 = (f_1 \cdot P_{ц.р} - f_2 \cdot P_{сл}) \cdot \eta_{ц.мех}$	$F_2 = (f_2 \cdot P_{ц.р} - f_1 \cdot P_{сл}) \cdot \eta_{ц.мех}$
Расход жидкости:		
<i>Потребный</i>	$Q_{1T} = \frac{f_1 \cdot x}{t} = f_1 \cdot V_T$	$Q_{2T} = \frac{f_2 \cdot x}{t} = f_2 \cdot V_T$
<i>Действительный</i>	$Q_1 = f_1 \cdot \frac{v_T}{\eta_{ц.об}}$	$Q_2 = f_2 \cdot \frac{v_T}{\eta_{ц.об}}$
К.п.д.:		
<i>Объемный</i>	$\eta_{ц.об} = \frac{Q_{1T}}{Q_1} = \frac{V_T}{V}$	$\eta_{ц.об} = \frac{Q_{2T}}{Q_2} = \frac{V_T}{V}$
<i>Механический</i>	$\eta_{ц.мех} = \frac{F_{факт}}{F_{теор}}$	$\eta_{ц.мех} = \frac{F_{факт}}{F_{теор}}$
<i>Общий</i>	$\eta_{ц} = \eta_{ц.об} \cdot \eta_{ц.мех}$	$\eta_{ц} = \eta_{ц.об} \cdot \eta_{ц.мех}$

Рекомендуется следующая последовательность расчета гидроцилиндров:

- 1) по условиям компоновки определяются максимально допустимые габаритные размеры;

- 2) определяется расчетная величина внешней нагрузки, приведенная к штоку и действующая вдоль его оси;
- 3) определяется сила потребная (факт.) для преодоления внешней нагрузки в обе стороны движения штока;
- 4) выбирается схема цилиндра и способ его крепления;
- 5) определяется ход штока и округляется до ближайшего значения по ГОСТ 6540-68;
- 6) задается величина рабочего давления в цилиндре ($P_{ц.р} \approx 0,9 \cdot P_{ном}$) с учетом ГОСТ 12445-80;
- 7) определяются потребные эффективные площади поршня по найденным величинам потребной силы и рабочего давления в цилиндре;
- 8) определяются диаметры поршня и штока с учетом рекомендации $\frac{d}{D}$ (приложение 2). Полученные значения округляются до ближайших стандартных по ГОСТ 6540-68;
- 9) по заданной скорости перемещения штока определяется необходимый расход масла (фактический);
- 10) производится предварительная проработка конструкции гидроцилиндра;
- 11) производится расчет гидроцилиндра на прочность и устойчивость с увязкой основных размеров в соответствии ГОСТ.

При наличии стандартизованных гидроцилиндров расчет заканчивается пунктом 6 и выбором цилиндра по соответствующему ГОСТ или ОСТ. После расчета и выбора диаметров (D и d) гидроцилиндра проверяется усилие $F_{факт}$ на штоке по формулам при этом должно быть $F_{факт} \geq F_n$

7. Выбор гидромоторов

По заданным значениям крутящего момента $M_{кр}$ и частоты вращения n определяют класс искомого гидромотора: если $\frac{M_{кр}}{n} > 10$ – высокомоментный;

$\frac{M_{кр}}{n} < 10$ – низкомоментный. По техническим характеристикам гидромоторов серийно выпускаемых промышленностью, и заданным значениям $M_{кр}$ и n выбирают наиболее подходящий типоразмер.

Гидромотор можно также подобрать по рабочему объему q_m ($\text{см}^3/\text{об}$):

$$q_m = \frac{M}{0.159 \cdot (P_{м.р} - P_{сл}) \cdot \eta_{м.мех}}$$

где M – крутящий, Н·м;

$(P_{м.р} - P_{сл})$ – перепад давления в гидромоторе, МПа;

$\eta_{м.мех}$ – механический к.п.д. гидромотора.

Если номинальное давление выбранного гидромотора $P_{м.р}$ больше номинального давления $P_{ном}$, принятого в гидросистеме то его крутящий момент

определяют из соотношения

$$\frac{M_{кр}}{M_{ном}} = \frac{P_{м.р}}{P_{ном}} \quad (M_{ном}, P_{ном} - \text{соответственно}$$

номинальные крутящий момент и давление по технической характеристике; $M_{кр}, P_{м.р}$ – соответственно расчетные параметры).

В гидроприводах строительно-дорожных машин даже для получения больших крутящих моментов часто используются низкомоментные аксиально-поршневые (типа 210) и шестеренные (НШ, НМШ) гидромоторы. В этом случае они передают крутящий момент на вал рабочего органа через понижающий редуктор с передаточным отношением редуктора

$$i_p = \frac{M}{M_{м.р} \cdot \eta_{р.мех}},$$

где $M, M_{м.р}$ – соответственно крутящие моменты на валу рабочего органа и гидромотора;

$\eta_{р.мех}$ - механический к.п.д. редуктора

$n_m = i_p \cdot n_o$ (n_o - частота вращения рабочего органа).

Диапазон частоты вращения гидромоторов принимаются:

Номинальное и максимальное – по паспортным данным; минимальное в зависимости от типа гидромоторов следующее: 60 – для аксиально-поршневых; 100 – для шестеренных; 300 $\text{об}/\text{мин}$ – для пластинчатых.

Необходимый расход Q_m ($\text{л}/\text{мин}$) гидромотора для обеспечения заданного числа оборотов определяется по формуле:

$$Q_m = \frac{q_m \cdot n_m}{\eta_{м.об}} \cdot 10^{-3} \quad \text{л}/\text{мин},$$

где q_m – рабочий объем гидромотора, $\text{см}^3/\text{об}$;

n_m – число оборотов вала гидромотора, $\text{об}/\text{мин}$;

$\eta_{м.об}$ – объемный к.п.д. гидромотора по его технической характеристике.

8. Выбор направляющей и регулирующей гидроаппаратуры

Направляющая гидроаппаратура предназначена для изменения направления потока жидкости путем полного открытия или полного закрытия проходных сечений отверстий. К ней относятся гидрораспределители, обратные клапаны, гидрозамки, гидроклапаны последовательности, блоки сервоуправления.

Предохранительные, переливные, подпиточные тормозные и редукционные клапаны, дроссели и регуляторы потока жидкости относятся к регулирующей аппаратуре. Они применяются для регулирования давления и потока рабочей жидкости путем изменения площади проходного сечения отверстия.

Основными параметрами направляющей и регулирующей гидроаппаратуры являются номинальное давление $P_{ном}$, условный проход D_y и номинальный поток $Q_{ном}$.

При проектировании гидроприводов данная гидроаппаратура обычно не рассчитывается, а выбирается по основным параметрам при соблюдении следующих условий:

$$P_{ном} \geq P_{ном.р}, \quad Q_{ном} \geq Q_{ном.р}$$

При выборе конкретных гидроаппаратов предпочтение следует отдавать гидроаппаратам, имеющие наиболее близкие к расчетным номинальные значения давления ($P_{ном.р}$) и расхода ($Q_{ном.р}$)

9. Выбор фильтров

В гидросистемах строительных и дорожных машин применяют в основном линейные фильтры (ОСТ 22-883-75) с бумажным или сетчатым фильтрэlementом, обеспечивающим тонкость фильтрации 25 и 40 мкм. Могут применяться встроенные (ОН – 22-60-67), пластинчатые, магнитные, магнитно-сетчатые фильтры по нормам ЭНИМСа.

Фильтры обычно включаются в сливной гидромагистраль и выбираются по номинальному потоку и необходимой тонкости фильтрации. При недостаточности одного фильтра можно выбрать два или три одинаковых фильтра и параллельно включить их в сливной гидрوليнии.

10. Выбор трубопроводов

Внутренний диаметр трубы или гибкого рукава d (мм) определяется по формуле:

$$d = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V}}$$

где Q – расход жидкости на участке, л/мин

V – средняя скорость рабочей жидкости, м/с.

Полученное значение округляется до ближайшего стандартного по ГОСТ 8732-78, ГОСТ – 8734-75 (размеры стальных бесшовных труб) и ТУ-22-31-74, ТУ-38-40534-75 (размер рукавов). Затем по принятому стандартному диаметру определяется действительная скорость (м/с)

$$V = 212 \cdot \frac{Q}{d^2}$$

При расчетах рекомендуются следующие значения средней скорости рабочей жидкости в трубопроводах:

всасывающих - $V = 0,5 \div 1,5$ м/с;

напорных при $P < 10$ МПа $V = 3 \div 4$ м/с, при $P > 10$ МПа $V = 5 \div 6$ м/с;

сливных открытых систем $V = 2$ м/с

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

Принятые и вычисленные значения скоростей, расходов и диаметров вносят в таблицу.

Таблица 4

Исходные данные для расчета гидравлических потерь

			Расход	Диаметр $d, мм$	Длина
--	--	--	--------	-----------------	-------

№ уч.	Назначение	допуст.	вычисл.	Q $л/мин$	Вычисл.	станд.	участка $L, м$

11. Расчет потерь давления в гидросистеме.

Расчет потерь давления в гидросистеме производится для определения эффективности спроектированного гидропривода и уточнения выходных параметров при поверочном расчете. Потери давления не превышают 6% от номинального давления насосов, если гидросистема спроектирована нормально. В гидросистемах машин, эксплуатирующихся в районах Сибири и Крайнего Севера, потери давления в зимнее время допускается до 12%, а в период разогрева рабочей жидкости – до 20%.

Суммарные потери давления в гидросистеме складываются из потерь давления в отдельных элементах

$$\Sigma \Delta P = \Sigma \Delta P_l + \Sigma \Delta P_m + \Sigma \Delta P_{z.a},$$

где $\Sigma \Delta P_l$ – суммарные потери давления на трение по длине всех участков трубопровода;

$\Sigma \Delta P_m$ – суммарные потери давления в местных сопротивлениях трубопровода;

$\Sigma \Delta P_{z.a}$ – суммарные потери давления в гидроаппаратах.

Потери давления на трение по длине трубопровода ΔP_l и местные потери ΔP_m определяются по формулам:

$$\Delta P_l = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{f} \right)^2, \quad \Delta P_m = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{f} \right)^2.$$

где λ и ζ – коэффициенты гидравлического трения и местного сопротивления; Q и V – расход и средняя скорость потока; ℓ , d и f – длина, диаметр и площадь сечения потока на расчетном участке трубопровода; ρ – плотность рабочей жидкости.

Определяется режим течения жидкости по числу Рейнольдса

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu}$$

Коэффициент гидравлического трения λ рассчитывается: при ламинарном движении ($Re < 2300$) по формуле $\lambda = \frac{75}{Re}$;

При турбулентном движении по формулам соответствующим области гладкого сопротивления [6]. Например $\lambda = 0.3164 \cdot Re^{-0.25}$. Коэффициент местных сопротивлений ζ принимаются в зависимости от вида сопротивления по справочным данным.

Потери давления в гидроаппаратах принимают по техническим характеристикам при номинальном расходе, а при других расходах определяется из соотношения:

$$\frac{\Delta P_{ном}}{\Delta P} = \left(\frac{Q_{ном}}{Q} \right)^2.$$

При отсутствии данных о потерях давления в гидроаппаратах, их можно определить как потери в местных сопротивлениях, принимая $\zeta_{c.a}$ из справочных таблиц.

Рекомендуется потери давления суммировать по отдельным участкам: напорной и сливной гидролиниям для каждого гидродвигателя. Если участки соединены последовательно, то общая потеря давления равна сумме потерь на всех участках. Потери параллельно соединенных участков подсчитываются для каждой из них, но при определении давления, создаваемого насосом, учитывается наибольшее из них.

Например, суммарные потери давления в гидросистеме (рис.1) определены из следующих выражений:

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta P_{нл} &= \Delta P_{\ell 1} + \Delta P_{m1} + \Delta P_{\ell 2} + \Delta P_{m2} + \Delta P_{\ell 3} + \Delta P_{m3} + \Delta P_p + \Delta P_{dp} \text{ напорная линия} \\ \Sigma \Delta P_{сл} &= \Delta P_{\ell 4} + \Delta P_{m4} + \Delta P_{\ell 5} + \Delta P_{m5} + \Delta P'_p + \Delta P_\phi \end{aligned}$$

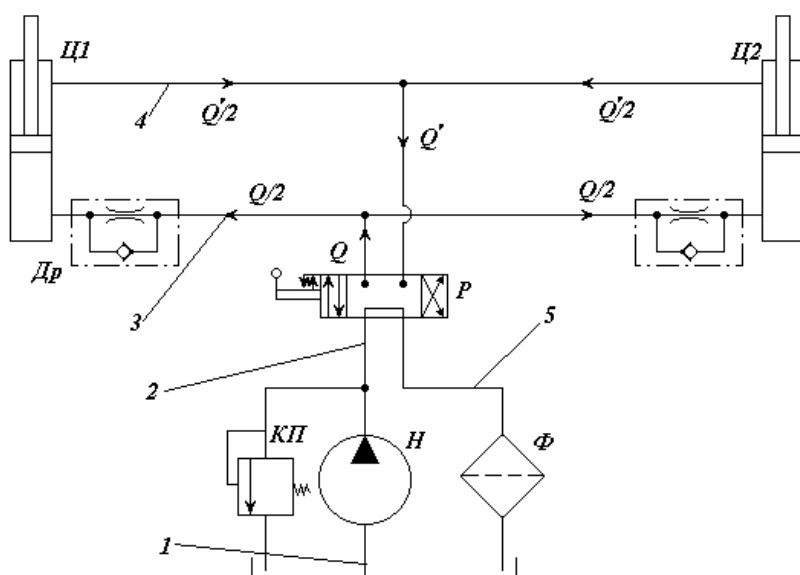


Рис. 1 Принципиальная гидравлическая схема к расчету потерь давления

где ΔP_{ℓ} , ΔP_m – потери на трение и в местных сопротивлениях на расчетных участках;

ΔP_p , ΔP_{dp} и ΔP_ϕ – потери давления в распределителе, дросселе с обратным клапаном и фильтре.

При расчете потерь давления необходимо учитывать, что в один и тот же промежуток времени в различных участках гидросистемы протекают разные расходы, следовательно, могут быть разные режимы течения. Например, кроме разделения потоков по гидролиниям при параллельном соединении, при работе цилиндра на выталкивание штока потерю давления в сливной гидролинии следует рассчитывать по расходу выходящему из штоковой полости, а при работе цилиндра на втягивание – по расходу, вытесняемому из поршневой полости гидроцилиндра.

12. Поверочный расчет гидропривода

При проектировании гидропривода с использованием серийного гидрооборудования невозможно получить точные заданные значения выходных (внешних) параметров

гидропривода, определяющих рабочий процесс базовой машины. Поэтому необходимо провести поверочный расчет с целью установления действительных параметров гидропривода при выбранной системе рабочих агрегатов.

Действительное давление насоса, создаваемое при обслуживании гидроцилиндра:

На выталкивание штока

$$P_n = \frac{F_n + f_2 \cdot \Sigma \Delta P_{сл} + T_n + T_{ш}}{f_1} + \Sigma \Delta P_{н.л}$$

На втягивание штока

$$P_n = \frac{F_n + f_1 \cdot \Sigma \Delta P_{сл} + T_n + T_{ш}}{f_2} + \Sigma \Delta P_{н.л}$$

где F_n – внешняя нагрузка приложенная к штоку;

f_1, f_2 – эффективные площади поршня;

$\Sigma \Delta P_{н.л}, \Sigma \Delta P_{сл}$ – суммарные потери давления напорной и сливной гидролиний (из предыдущего расчета);

$T_n, T_{ш}$ – силы трения в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра.

Сила трения, возникающая в уплотнении определяется по формуле:

$$T = \mu_{ТР} \cdot f_{уп} \cdot P_{уп}$$

где $\mu_{ТР}$ – коэффициент трения;

$f_{уп}$ – площадь поверхности трения в уплотнении;

$P_{уп}$ – давление рабочей жидкости в уплотнении.

Если уплотнения поршня и штока выполнены резиновыми манжетами (ГОСТ14896-74), то силы трения могут быть подсчитаны: $T_n = \kappa_T \cdot \pi \cdot D \cdot b$; $f_{уп} T_{ш} = \kappa_T \cdot \pi \cdot d \cdot b$

где D, d – уплотнительные диаметры;

b – ширина уплотнения;

κ_T – удельное трение (по данным ЭНИМС, при работе на минеральном масле

$\kappa_T = 0,22$ МПа) [9].

Действительное давление насоса при обслуживании гидропривода

$$P_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{q_m \cdot \eta_{м.мех}} + \Sigma \Delta P_{н.л} + \Sigma \Delta P_{сл}$$

Для определения скоростей движения гидродвигателей требуется вычислить действительный расход Q_∂ рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатели

$$Q_\partial = Q_{н.д} - \Sigma \Delta Q_{ут}$$

где $Q_{н.д}$ – действительная подача выбранного насоса;

$\Sigma \Delta Q_{ут}$ – суммарные утечки во всех гидроаппаратах, включенных между насосом и гидродвигателями.

Скорость штока V гидроцилиндра:

$$V_\partial = \frac{Q_\partial}{f_{эф}} \cdot \eta_{ц.об}$$

Частота вращения гидромотора ($мин^{-1}$):

$$n_{м.д} = \frac{10^3 Q_d}{q_m} \cdot \eta_{м.об}$$

где Q_d – действительный расход гидромотора, $\text{л}/\text{мин}$;

q_m – рабочий объем гидромотора $\text{см}^3/\text{об}$;

$\eta_{м.об}$ – объемный к.п.д. гидромотора.

Расхождение между заданными $\Pi_з$ и действительными параметрами подсчитывается по формуле:

$$\Pi = \frac{\Pi_з - \Pi_d}{\Pi_з} \cdot 100\%$$

13. Определение мощности и КПД гидропривода

Полная мощность гидропривода $N_{э.н}$ (кВт) равна мощности, потребляемой насосом

$$N_{э.н} = N_n = \frac{P_n \cdot Q_n}{1000 \cdot \eta_n},$$

где $N_{э.н} = \Sigma N_{ni}$ – сумма мощностей установленных насосов; P_n (Па), Q_n ($\text{м}^3/\text{с}$).

Полезная мощность гидропривода определяется по действительным выходным параметрам гидродвигателей (см. пункт 4, 12).

$$\text{К.п.д. гидропривода } \eta_{э.н} = \frac{N_{пол}}{N_{э.н}}.$$

Для сравнения к.п.д. гидропривода можно подсчитать как произведение полных к.п.д. насоса гидродвигателя и гидросети

$$\eta_{э.н} = \eta_n \cdot \eta_d \cdot \eta_c,$$

$$\text{где } \eta_c = \frac{P_n - \Sigma \Delta P}{P_n} - \text{к.п.д. гидросети.}$$

14. Тепловой расчет гидропривода

Тепловой расчет гидропривода рекомендуется проводить для среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов работы с целью определения температуры рабочей жидкости и выяснения необходимости установки специальных устройств.

Тепловой поток (кВт) через стенки маслобака эквивалентен потерянной мощности и с учетом режима работы (K_n – см. в таблице)

Определяется по формуле

$$G = N_n \cdot K_n \cdot (1 - \eta_{э.н})$$

$$\text{Суммарная площадь } S_p = \frac{G}{\alpha_T \cdot (t_m - t_g)},$$

где α_T – коэффициент теплоотдачи наружных поверхностей гидросистемы в окружающую среду (воздух);

t_m – температура рабочей жидкости (масла), °С;

t_g – температура окружающего воздуха, °С.

Коэффициент теплоотдачи α_T (Вт/м² °С) может быть принят для гидроприводов строительно-дорожных машин: навесные экскаваторы (40-42), ковшовые погрузчики – (38–

40,5), автогрейдеры (36-39); бульдозеры (35-37). При отсутствии обдува α_T не превышает 15 Вт / м² °С

Для нормальной работы гидросистемы для обеспечения необходимой температуры масла, номинальную емкость бака рекомендуют [1] принимать в зависимости от режимов работы равной для: легкий – 2; средний – 2,5; тяжелый – 3, весьма тяжелый – 3,5 минутной производительности насоса.

Теплообменник необходимо устанавливать в гидросистеме, если $S_p > S_{бака}$ Количество тепла, отбираемого теплообменником для обеспечения принятого перепада температур, должно быть $G_{m.o} = G - S_{\theta} \cdot \alpha_T \cdot (t_m - t_v)$

Приложение 1

Техническая характеристика рабочих жидкостей

Марка масла	Вязкость 10^{-6} $\frac{м^2}{с}$		Плотность при 50 °С Кг / м ³	Температ застыв °С не выше	Темп. пределы прим по уровню вязкости °С		Темпер. всп. в открытом тигле °С
	50°С	0°С			Крат. ковр. режим эсп.	Длит. Режим	
ВМГЗ	10	66	860	-60	От-50 До +60	От-35 До +5	135
Заменитель АМГ – 10	10	42	890	-70	-60 +50	-50 +45	92
МГ-30	30	760	980	-35	-15 80	0 +75	190
Заменитель ИС – 30	30		916	-15			190
МГ –20	20		985	-40			180
Заменитель ИС - 20	20		900	-20	-15 +15	-5 +70	180

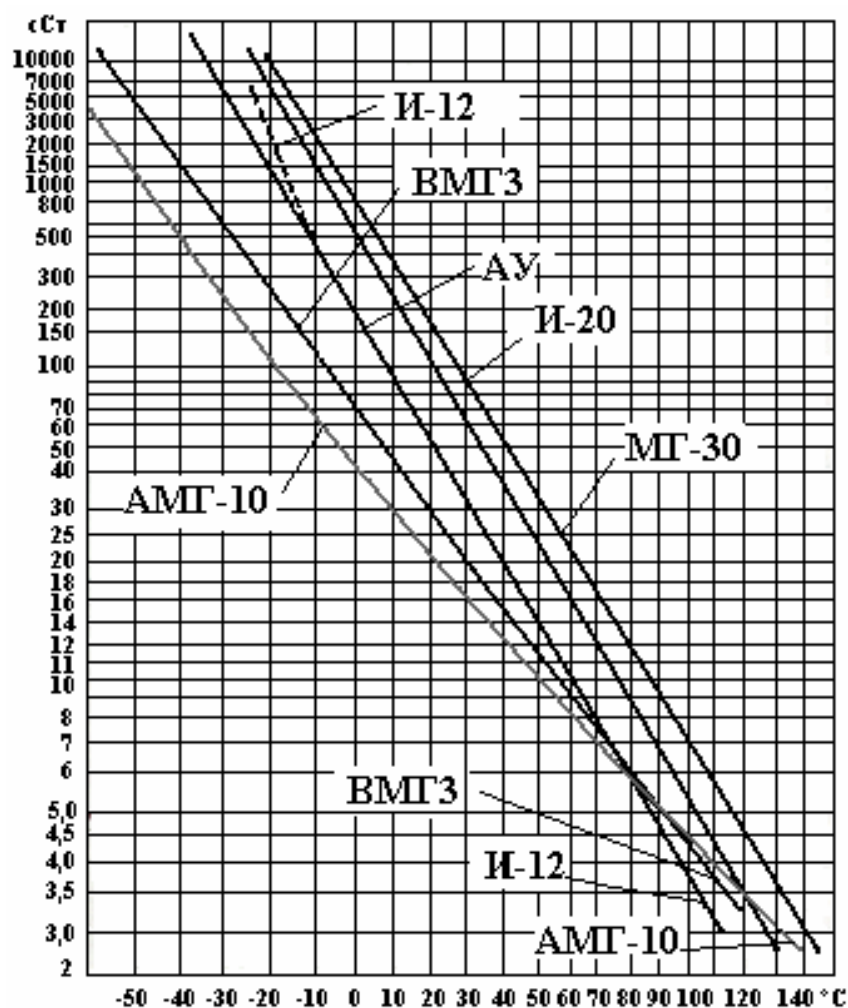
Приложение 2

Соотношения некоторых параметров силовых гидроцилиндров [3]

Усилие на штоке, кг/ м ² .	До 1	1,2-3,0	3,0-6,0	6,0-10,0	Св 10
Давление в гидроцилиндре, кгс/см ²	До 50 (5)	60-70 (6-7)	8-100 (8-10)	120-150 (12-15)	160-200 (16-20)
Диаметр штока					

Приложение 3

График зависимости вязкости рабочей жидкости от температуры



Литература:

1. Методические указания на проектирование систем объемного гидропривода машин транспортного строительства. – М: Оргтрансстрой, 1972.
2. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода. – Минск: «Вышэйшая» школа, 1982.
3. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно – транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1966.
4. Савин И.Ф. Гидравлический привод строительных машин. – М.: Стройиздат, 1974.
5. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу строительных и дорожных машин. – Красноярск, Изд. Красноярского университета, 1984.
6. Яковлев Н.А. Основы гидравлического расчета насосных установок и гидроприводов. Учебное пособие. – Л: ЛПИ, 1982.
7. Базанов А.Ф., Забегалов Г.В. Самоходные погрузчики. 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1979.
8. Богданова Л.Б. Гидравлические приводы. – Киев: Вища школа, 1980.