Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

Ярославский государственный технический университет

Кафедра «ПАХТ»

# Курсовой проект защищен

с оценкой \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Руководитель

М.В.Куликов\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

«\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ 2009

**Курсова работа**

**по дисциплине «Гидравлическое оборудование»**

**Разработка и расчет гидропривода**

Нормоконтролер: Работу выполнил:

Леонтьев В.К. студент группы АТ-43

«\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2009 \_\_\_\_\_\_\_\_Д.Е. Юдицкий

«\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_2009

2009

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

Введение

1. Разработка принципиальной схемы гидропривода

1.1 Выбор способа регулирования

1.2.Выбор схемы циркуляции жидкости

1. Расчет параметров и подбор элементов гидропривода

2.1 Выбор номинального рабочего давления

2.2 Расчет размеров и подбор гидродвигателя. Выбор типа гидродвигателя и определение давления, реализуемого на нем

2.3 Расчет и подбор гидроцилиндра

2.4 Выбор гидроаппаратуры и вспомогательных устройств

2.5 Выбор рабочей жидкости

2.6 Расчет гидролиний

2.7 Определение параметров и подбор насоса

2.8 Общий КПД гидропривода

Список используемой литературы

**Введение**

Объемным гидроприводом называется совокупность устройств – гидромашин объемного действия и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости.

К достоинствам гидропривода относят:

- возможность создания больших передаточных отношений и бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена и усилий в широком диапазоне;

- высокая удельная мощность (вес гидропривода, приходящийся на 1 кВт передаваемой мощности составляет не более 23 Н);



- малая инерционность, что обеспечивает быстрый пуск, реверс, останов (момент инерции подвижных элементов гидропривода в 5..6 раз меньше, чем у электромашин той же мощности);

- возможность просто и надежно предохранять элементы гидропривода и рабочей машины от перегрузок.

Недостатки гидропривода:

- потери энергии значительно выше, чем в электроприводе (гидропривод имеет более низкий КПД);

- влияние условий эксплуатации (температуры) на характеристики гидропривода;

- постепенное снижение КПД в процессе эксплуатации - за счет роста утечек жидкости по мере износа деталей привода.

Объемный гидропривод широко используется в строительных и дорожных машинах, станках, транспортных и сельскохозяйственных машинах и в других отраслях техники.

**1. РА3РАБОТКА ПРИНЦИПИЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА**

**1.1 Выбор способа регулирования**

гидропривод гидродвигатель насос

Дроссельное регyлирование скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется за счет ограничения подачи жидкости к гидродвигателю путем введения в гидролинию дополнительного, в данном случае - регулируемого, гидравлического сопротивления - дросселя. При этом избыток рабочей жидкости, подаваемой насосом, через переливной клапан поступает непосредственно в сливную линию (минуя гидродвигатель). При выборе способа регулировки скорости следует учесть следующие особенности дроссельного регулирования.

Оборудование гидропривода в этом случае в целом дешевле, чем при объемном регулировании: устанавливаются более простые, а именно – нерегулируемые, насос и (или) гидродвигатель.

К.П.Д. гидропривода существенно ниже, чем при объемном регулировании: в самом принципе заложены объемные и гидравлические потери.

В результате гидравлических потерь при дросселировании жидкость нагревается, что, при большой передаваемой мощности и ограниченности теплоотдающих поверхностей, потребует установки теплообменников (холодильников).

По указанным выше причинам передаваемая мощность при этом способе регулирования ограничивается (примерно до 3 кВт - при длительном и до 5 кВт - при кратковременном режиме работы),

Скорость движения выходного звено определяется не только воздействием дросселя на поток жидкости, но и нагрузкой на выходном звене гидродвигателя: с увеличением нагрузки скорость уменьшается. Поэтому, если нагрузка существенно меняется, а скорость должна оставаться постоянной, необходимо предусмотреть установку регулятора скорости устройства, сочетающего дроссель и редукционный клапан.

В гидроприводе дроссель может быть установлен на входе в гидродвигатель, на выходе из него или на ответвлении – параллельно с гидродвигателем.

В первом случае регулирование дросселем возможно лишь при отрицательной нагрузке, то есть тогда, когда направление действия нагрузки не совпадает с направлением движения выходного звена. Кроме того, при положительной нагрузке (при совпадении указанных направлений) возможен разрыв потока в напорной полости гидродвигателя и падение груза - следствие отсутствия ощутимого сопротивления в сливной линии. При установке дросселя на входе жидкость поступает в гидродвигатель нагретой, что ухудшает условия работы последнего.

При установке дросселя на выходе регулирование возможно при любом направлении действия нагрузки. Преимуществом этого варианта перед первым является и то, что в гидродвигатель жидкость поступает менее нагретой: нагрев ее в дросселе происходит после гидродвигателя. Нагретая жидкость сливается в гидробак, где охлаждается.

При параллельном подключении дросселя регулирование, как и в первом варианте возможно лишь при отрицательной нагрузке. Точность регулирования скорости и ее стабильность при изменении нагрузки ниже, чем в первых двух случаях. Преимущество этого варианта – наименьший нагрев жидкости. Это связано с тем, что дросселируется лишь часть потока жидкости.

Объемное регулирование осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидродвигателя, или насоса и гидродвигателя вместе.

Отличительные особенности этого способ следующие. Более высокий К.П.Д. (до 0.650,75), чем при дроссельном регулировании. 3начительно меньший нагрев рабочей жидкости. Нет необходимости устанавливать гидрораспределители: реверсирование выполняется регулируемым насосом, причем этот процесс идет более плавно; чем при реверсировании гидрораспредeлителем. 3начительно более широкий диапазон регулировании скорости.



Недостаток схем с объемным регулированием – необходимость установки более сложного и дорогого оборудования, а именно - насоса, и при вращательном движении – гидродвигателя.

Этот способ целесообрзно исползовать в гидроприводах средней и большой мощности, так как именно в этих случаях экономия энергии будет наиболее ощутима (за счет повышения К.П.Д.).

Как следует из вышеизложенного, одним из важнейших и первоочередных вопросов, который надо решить при выборе способа регулирования, является оценка мощности, передаваемой гидроприводом. Вопрос решается на основании исходных данных, с учетом заданного характера движения выходного звена гидропривода.

Мощность, реализуемая гидродвигателем при поступательном движении, составит



Где F – усилие на рабочем органе (на штоке), по заданию F=12000 Н;

u – скорость движения выходного звена, по заданию u=0.03 м/с;



Из выше сказанного следует, что при Nдв=0,36 кВт, надо выбрать дроссельное регулирование, т.к. установка получается малой мощности.

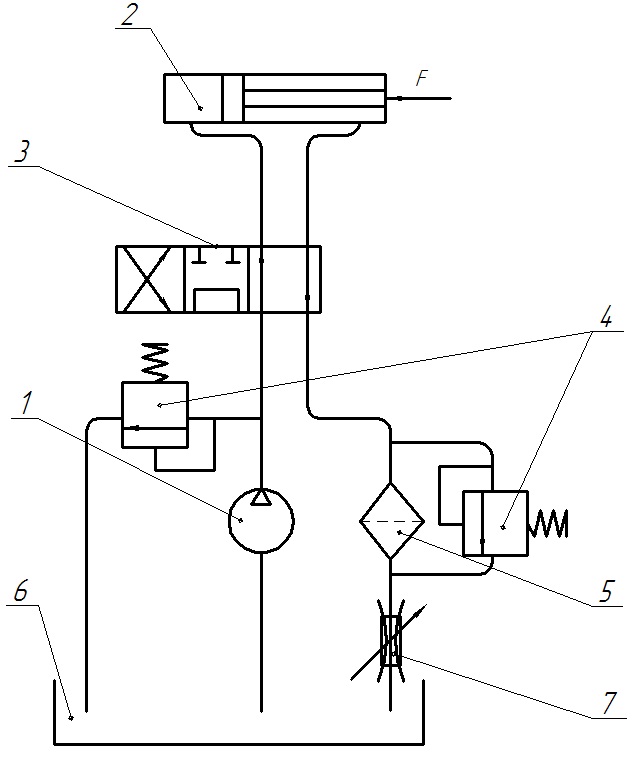
1.**2 Выбор схемы циркуляции жидкости**

При решении этого вопроса надо учесть следующие обстоятельства. В открытой схеме всасывающая линия насоса и сливная – гидродвигателя разомкнуты между собой. Они сообщаются с гидробаком, давление на поверхности жидкости в котором – атмосферное. Наличие гидробака, содержащего запас жидкости, обеспечивает лучшие условия для отвода тепла из системы. Эта схема позволяет питать одним насосом несколько гидродвигателей. В целиком, она проще закрытой. Однако, реверсирование насосом в этом случае осуществить нельзя – необходима установка гидрораспределителя. Разряжение во всасывающей линии насоса способствует возникновению кавитации и подсосу воздуха в систему.

В закрытой схеме рабочая жидкость после гидродвигателя направляется непосредственно в насос. Таким образом основной контур циркуляции не связан с атмосферой, что защищает систему от загрязнений, например, при работе в запыленной среде. Кроме того наличие повышенного давления в низконапорной магистрали уменьшает возможность возникновения кавитации. В этой схеме реверсирование легко осуществляется регулируемым насосом. К недостаткам закрытой схемы следует отнести сложность охлаждения и необходимость установки дополнительного оборудования – системы подпитки – для компенсации утечки жидкости через неплотности во внешнюю среду.

Из-за сложности охлаждения и необходимости установки дополнительного оборудования, выбираю открытую схему циркуляции жидкости.

Схема данного гидропривода представлена на рисунке 1.



**Рисунок 1.1-Насос; 2-Гидроцилиндр; 3-Гидрораспределитель; 4-Переливной клапан; 5-Фильтр; 6-Бак; 7-Дроссель;**

**2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТPОВ И ПОДБОР ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА**

**2.1 Выбор номинального рабочего давления**

Давление в гидросистеме зависит от типа насоса и назначения данного гидропривода. Давление насоса должно быть тем больше, чем больше нагрузка или мощность приводимого в движение механизма. Малые давления приводят к возрастанию габаритов и веса, но способствуют плавной и устойчивой работе гидропривода; большие давления снижают вес, но усложняют конструкцию и эксплуатацию гидросистем, уменьшают долговечность гидрооборудования.

Чем выше давление, тем выше требования к качеству (класс точности, чистота обработки, материал) сопрягаемых деталей, к жесткости конструкции в целом. При давлениях свыше 20-25 МПа в жидкости могут возникать упругие колебания, вызывающие гидравлические удары в системе, вибрацию подвижных деталей, усложняется уплотнение подвижных и неподвижных соединений.

Поэтому из стандартного ряда назначаем давление Рн=10 МПа.

**2.2 Расчет размеров и подбор гидродвигателя. Выбор типа гидродвигателя и определениедавления, реализуемого на нем**

Тип гидродвигателя (гидроцилиндр, поворотный гидродвигатель или гидромотор) определяется в соответствии с заданным характером движения выходного звена. От параметров гидродвигателя – номинального давления и номинального расхода в конечном итоге зависят аналогичные параметры насоса.



По заданию вид движения выходного звена – возвратно-поступательное, значит тип гидродвигателя – гидроцилиндр.

Ориентировочное давление в рабочей полости гидродвигателя



где - давление, развиваемое насосом, соответствует номинальному рабочему давлению принятому ранее; Рн=10 МПа;



- гидравлический К.П.Д. системы.



Предварительно его можно принять в пределах 0,7-0,8. Принимаем =0.75.



Для открытой схемы реализуемое гидродвигалем давление составит



**2.3 Расчет и подбор гидроцилиндра**

Гидроцилиндры могут быть одностороннего действия, когда возвратное движение поршня происходит под действием груза или пружины и двухстороннего,\_ когда движение в обоих направлениях осуществляется под действием рабочей жидкости. Во втором случае гидроцилиндры могут иметь односторонний шток, когда скорость возвратного движения не регламентируется, и двусторонний, когда скорость и усилия 2 обоих направлениях должны быть одинаковыми. Указанные обстоятельства должна быть учтены при расчете диаметра поршня. Так как гидроцилиндра с двусторонним штоком, из-за сложности изготовления и увеличения габаритов машины, применяются сравнительно редко, то выбираем гидроцилиндр одностороннего действия.

Рассчитываем диаметр поршня



где - механический К.П.Д. гидроцилиндра, ориентировочное значение его 0.9



По вычисленным значениям **Рдв** и **D**c учетом заданного хода поршня **S** выбираем типоразмер гидроцилиндра [4, стр 359] 4009-4635010.

Техническая характеристика: D=70 мм; Рн=10 МПа; S=140 мм.

Уточненное давление в рабочей полости гидроцилиндра **Рдв**:



Расход жидкости на гидроцилиндр составит



**2.4 Выбор гидроаппаратуры и вспомогательных устройств**

Гидроаппаратура служит для изменения параметров потока жидкости (давления, расхода, направления движения) или для поддержания их на заданное уровне. К ней относятся: гидродроссели, гидроклапаны различного назначения, парораспределитель.

При выборе гидроаппаратуры следует исходить из ее местоположения на разработанной принципиальной схеме.

По исходными параметрами для поиска типоразмера гидроаппарата являются номинальное давление в системе РН и номинальный расход **Q** принимаемый здесь по рассчитанному расходу для гидродвигателя **Qдв**.

Гидрораспределители по конструкции могут быть крановые и золотниковые (весьма редко - клапанные). Крановые гидрораспределители используются для давлений в системе не выше 10 МПа из-за значительных статических усилий, прижимающих пробку к корпусу и затрудняющих ее поворот. Наиболее широко распространены гидрораспределители золотникового типа. По числу позиций золотника они подразделяются на двух- трex- и четырехпозиционные. Двухпозиционные используются обычно длягидроцилиндров одностороннего действия, Трехпозиционные имеет кроме нейтрального два рабочих положения, при которых напорная линия связывается с одной или другой полостью гидроцилиндра или с одним из двух каналов гидромотора, в зависимости от требуемого направления перемещения выходного звена. В четырехпозиционных, помимо указанных, имеется так называемое плавающие положение, когда напорная линия и обе полости гидроцилиндра связаны с гидробаком. Жидкость при этом может перетекать из одной полости гидроцилиндра в другую.

Для данного гидроцилиндра выбираем трехпозиционный золотник реверсивный с электрогидравлическим управлением. Выбираем типоразмер золотника [4]: Г63-13

Характеристика золотника Г63-13:

Номинальный расход масла - 0,58 дм3/с;

Номинальное давление - 20 МПа;

Потеря давления при номинальном расходе, не более - 0,3 МПа;

Утечки через зазоры золотника при номинальном давлении - 0,005 дм3/с;

При выборе конструкции гидроклапана следует учитывать его функциональное назначение в разрабатываемом гидроприводе: предохранительный, переливной, обратный, редукционный. В данной используется два клапана: переливной и предохранительный.

Выбираем по каталогу клапаны [4]:

- предохранительные и переливные – БГ52-13

Характеристика клапана БГ52-13:

Номинальное давление 5…20 МПа;

Номинальный расход 0,58х10-3 м3/с;

Минимальный рекомендуемый расход 0,08х10-3 м3/с;

Перепад давления на клапане 0,5 МПа;

Утечка масла через клапан -

В качестве отделителей твердых частиц используют фильтры и сепараторы. Качество очистки определяется размером задерживаемых частиц: грубая - до 100 мкм, нормальная - до 10 мкм, тонкая - до 5 мкм, особо тонкая - до 1 мкм. Так как в исходных данных работы размер отделяемых частиц не оговорен, то принимаем нормальную степень очистки (размер частиц до 10 мкм).

Параметрами для подбора типоразмера фильтра являются: наименьший размер задержанных частиц, рабочее давление и пропускная способность (по расходу рабочей жидкости).

В данной гидросистеме фильтр расположен на линии слива. Давление там незначительное. Поэтому по каталогу выбираем фильтр магнитно-сетчатый сдвоенный ФМС-12 [4]. Фильтры такого типа предназначены для очистки от примесей минеральных масел вязкостью до 600 мм2/с.

Характеристика фильтра ФМС-12:

Наименьший размер задерживаемых частиц 5…10 мкм;

Наибольшее рабочее давление 0,6 МПа;

Количество магнитов 6;

Диаметр магнитов 55 мм;

Диаметр фильтрующего сетчатого элемента 50 мм;

Количество фильтрующих элементов 16;

Вес фильтра 4.65 кг;

**2.5 Выбор рабочей жидкости**

В объемном гидроприводе рабочая жидкость служит в качестве носителя энергии, смазки, а также является охлаждающей средой (отводит тепло из системы). В соответствии с назначением к ней предъявляются ряд требований, которым наиболее удовлетворяют минеральные масла и синтетические (силиконовые) жидкости. При выборе марки рабочей жидкости необходима заданная рабочая температура. По заданию t=40 оС.

Подобранный гидроцилиндр работает на минеральном масле вязкостью 18…60 сСт (мм2/с) при температуре 10 – 50 оС. Рекомендовано использовать масло индустриальное 20 и масло индустриальное 30.

Выбираем масло индустриальное 20 ГОСТ 1707-51. Вязкость 20 сСт при t=50 оС, плотность 890 кг/м3.

**2.6 Расчет гидролиний**

Гидролинии служат для передачи рабочей жидкости между гидроагрегатами, они связывают вое устройства гидропривода в единую систему (схему). К гидролиниям относятся трубопроводы и каналы в корпусах гидравлических устройств.

При расчете гидролинии определяются ее диаметр и гидравлические потери при движении жидкости;

Определение диаметра трубопровода

Значение диаметра трубопровода необходимо для подбора труб гидролинии, выбора гидроаппаратуры и вспомогательного оборудования, расчета гидравлического сопротивления гидролинии.

Расчет проводится по формуле



где **Q** - расход жидкости м3/с.В данном расчете его можно принять равным **Qдв** (см, п. 4.2.);

-средняя скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с.



Величина скорости принимается по рекомендациям, полученным на основании экономических соображений: с увеличением увеличиваются гидравлические потери, но уменьшается расход материала на изготовление трубопровода, снижается его масса. При давлениях до 5-6 МПа и большой длине гидролинии, когда гидравлическое сопротивление может существенно повлиять на К П Д системы, рекомендуемая скорость 3-4 м/с, при давлениях свыше 10 МПа и малой длине гидролинии, скорость может быть увеличена до 5-6 м/с, во всасывающей линии насоса она не должна превышать 1,5 м/с, а в сливной линии - 2 м/с.



Принимаем для данной гидросистемы один диаметр для всех линий и одну скорость движения жидкости υ=3 м/с.

Тогда:



По результатам расчета подбираем промышленную трубу по ГОСТ 8734-75: 10х1,5 (dвн=7 мм);

Уточненная скорость движения жидкости:



Определение гидравлических потерь в гидролинии

В этом расчете учитывают потери по длине и на местных сопротивлениях, используя принцип сложения потерь напора



где - коэффициент трения;



l - длина гидролинии, м;

d - диаметр гидролинии, м;

- коэффициент местного сопротивления;



- плотность жидкости, кг/м3;



- скорость движения жидкости, м/с;



Для определения коэффициента трения необходимо вначале вычислить критерий Рейнольдса



где - коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, м/с2.



При ламинарном режиме:



Тогда:



Режим движения жидкости - ламинарный (**Re** < 2320).

**Таблица 1 – Местные гидравлические сопротивления**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип сопротивления | Количество | Коэффициент местного сопротивления ξ |
| - отвод под углом 90°  - расширение на входе в гидроцилиндр  - расширение на входе в гидрораспределитель  - расширение на входе в фильтр  - расширение на входе в дроссель  - тройник прямоугольный для транзитного потока | 6  1  1  1  1  3 | 0,15  1  1  1  1  0,15 |

Тогда



**2.7 Определение параметров и подбор насоса**

Основными параметрами, по которым выбирается типоразмер насоса, являются давление **РН** и производительность **Qн**.

Давление (удельная энергия, сообщаемая жидкости в насосе) затрачивается в объемном гидроприводе на выполнение работы гидродвигателем и преодоление гидравлических сопротивлений при передаче жит - кости. При расчете потребного давления указанные величины суммируется



где **Рдв** - давление на входе в гидродвигатель, Рдв= 3,47 МПа;

- суммарные потери давления в системе, МПа причем



где - гидравлические потери в гидролиниях, МПа (см.,п.4.2);



- суммарные потери в гидроагрегатах (дросселе, гидрораспределителей, фильтрах и т.п.), МПa.



Эти потери принимаются по справочным данным при выборе соответствующих гидроаппаратов и вспомогательных устройств.

Тогда:

=0,3+0,5+0,5+0,5=1,8 МПа;



Для определения производительности насоса необходимо сложить расход жидкости на гидродвигатель **Qдв** и утечки жидкости через неплотности в гидроагрегатах **Qут,** то есть



Утечки через неплотности принимаются по справочным данным при выборе соответствующей гидроаппаратуры (гидродросселя, гидрораспределителя, гидроклапанов и т.д.).



По рассчитанным значениям **РН** и **ОН** подбирается типоразмер насоса:

Аксиально-поршневой насос типа IID №0,5

Техническая характеристика

Номинальное давление 10 МПа;

Максимальная производительность за 1 об

(рабочий объем насоса), qН 0,003 дм3/с;

Максимальная производительность (подача)

QMAX 0,15 дм3/с=0,15х10-3 м3/с;

Частота вращения 2950 об/мин;

Потребляемая мощность (при QMAX) 2,35 кВт

Объемный КПД ηо 0,98

Полный КПД ηН 0,82

Необходимая частота вращения вала насоса



где qH - рабочий объем насоса, м3;

- объемный КПД.



Тогда:



Мощность, потребляемая насосом (мощность на валу), вычисляется по формуле



где - полный К.П.Д. насоса, по технической характеристике ηН=0,82.



Тогда:



* 1. **Общий КПД гидропривода**

Этот параметр характеризует потери энергии (гидравлические, объемные и механические) при ее передаче в объемном гидроприводе. Он определяется отношением мощности, реализуемой гидродвигателем, к мощности, потребляемой насосом



Тогда:



**ЛИТЕРАТУРА**

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы./ Под ред. Т.М.Башты.- М.: Машиностроение, 1970.

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. - М.; Машиностроение, 1975.
2. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. - Минск; Вышэйшая школа, 1976.
3. Гидравлическое оборудование: Каталог-справочник. Т.1 и 2. - М.: ВНИИгидропривод, 1967.
4. Васильченко В.А, Беркович Ф.М. Гидравлический привод строительных и дорожных машин. - М.: Стройиздат, 1978.

6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, М.; Росэнергоиздат, 1975.