СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Исходные данные
2. Расчёт нерегулируемого объёмного гидропривода возвратно-поступательного движения
   1. Выбор рабочего давления в гидросистеме
   2. Определение расчётного давления в гидросистеме
   3. Определение диаметра цилиндра D и штока d
   4. Определение расхода рабочей жидкости в гидроцилиндре
   5. Определение потребной подачи насоса
   6. Определение наибольшего и наименьшего расходов рабочей жидкости
   7. Выбор диаметров трубопроводов
   8. Выбор рабочей жидкости
   9. Выбор гидроаппаратуры
   10. Определение потерь давления в гидролиниях
   11. Определение усилий трения гидродвигателя
   12. Определение величины давления нагнетания
   13. Выбор насоса
   14. Определение объёмных потерь (утечек) жидкости
   15. Определение гидравлических потерь в гидросистеме во время рабочего хода
   16. Определение КПД гидропривода
3. Тепловой расчёт гидросистемы

Список литературы

ВВЕДЕНИЕ

гидропривод возвратный поступательный насос

В данной работе производится гидравлический расчёт гидросистемы зажима бревна гидравлической тележкой ПРТ8-2 по исходным данным.

Гидравлические системы широко используются в разных отраслях промышленности. Использование методов гидравлики гораздо легче, надёжнее и практичнее.

Гидроприводом называется совокупность гидроаппаратуры, предназначенной для передачи механической энергии и преобразования движения при помощи жидкости.

Описание работы гидропривода.

Гидронасос создаёт давление нагнетания на напорной линии, которое ограничивается соответственно обратным клапаном, после чего рабочая жидкость поступает на гидрораспределитель, а с него в штоковую полость гидроцилиндра, который совершает рабочий ход при входе штока в гидроцилиндр. При совершении обратного хода, жидкость через гидрораспределитель и дроссель подаётся в нештоковую полость гидроцилиндра. Для контроля давления установлен манометр.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Р – усилие на штоке гидроцилиндра, кН……………………………...15

Vрх – скорость рабочего хода, м/с……………………………………0,08

Vхх – скорость холостого хода, м/с…………………………………..0,05

Напорная линия: длина lн, м…………………………………………….7

Исполнительная линия: длина lн, м……………....................................3

Сливная линия: длина lн, м…………………….....................................5

Местные потери напора в процентах от линейных………………….40

Температура рабочей жидкости t, оС……………………...................70

Температура воздуха t, оС……………………………………………..20

Произвести гидравлический расчет гидросистемы зажима бревна гидравлической тележкой ПРТ8-2 по исходным данным.



Рис. 1. Схема гидравлическая принципиальная механизма зажима бревна гидравлической тележки ПРТ8 - 2: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – фильтр; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидроцилиндр; 6 – клапан предохранительный; 7 – золотник включения манометра; 8 – манометр; 9 – всасывающая линия; 10 – напорная линия; 11 – исполнительная линия; 12 – сливная линия.

2. ПОРЯДОК РАСЧЕТА НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

2.1. Выбор рабочего давления в гидросистеме

Таблица 1

Рекомендуемые рабочие давления в зависимости от усилия на штоке гидроцилиндра

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Усилие на штоке гидроцилиндра *Р*, кН | рр – давление, МПа | |
| Для стационарных машин | для мобильных машин |
| 10 – 30 | 1,6 – 3,2 | 5,0 – 7,0 |
| 30 – 50 | 3,2 – 5,0 | 8,0 – 10,0 |
| 50 – 100 | 5,0 – 10,0 | 10,0 – 15,0 |

Принимаем рабочее давление в гидроцилиндре Рр=2.5 МПа 2.2. Определение расчетного давления в гидроцилиндре, МПа:

.

2.3. Определение диаметра цилиндра D и штока d

По величине расчетного давления в гидроцилиндре рр определяем отношение D/d. Рациональное соотношение между рр и d/D следующее:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Рр, МПа | 1,5 | 1,5 – 5,0 | 5,0 – 10 |
| d/D | 0,3 – 0,35 | 0,5 | 0,7 – 0,75 |

Таблица 2

Ряд внутренних диаметров D для гидроцилиндров по ГОСТ 6540-68

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Основной ряд, мм | 10  100 | 12  125 | 16  160 | 20  200 | 25  250 | 32  320 | 40  400 | 50  500 | 62  630 | 80  800 |
| Дополнительный ряд, мм | 36  280 | 45  360 | 56  450 | 70  560 | 90  710 | 110  900 | 140 | 180 |  |  |

Таблица 3

Ряд рекомендуемых диаметров штока d по ГОСТ 6540-68

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Основной ряд, мм | 12 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 |
| Дополнительный ряд, мм | 14 | 18 | 22 | 28 | 36 | 45 | 56 | 70 | 90 | 110 |

В машинах лесной промышленности широко используются одноштоковые гидроцилиндры двухстороннего действия с демпфированием в конце хода поршня.

Для случая, когда рабочий ход поршня совершается при входе в гидроцилиндр:

,

или



Принимаем D = 110 мм

задавшись соотношением d/D, определяем d



Принимаем d = 56 мм

2.4. Определение расхода рабочей жидкости в гидроцилиндре

Таблица 4

Расчетные формулы для определения расхода рабочей жидкости в гидроцилиндрах

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип гидроцилиндра | Расчетная формула для определения расхода рабочей жидкости в гидроцилиндрах Qц (м3/с) при | |
| выходе штока из гидроцилиндра | входе штока в цилиндр |
| Одностороннего действия с односторонним штоком |  |  |
| Двухстороннего действия с односторонним штоком |  |  |
| Двухстороннего действия с двухсторонним штоком |  |  |





2.5. Определение потребной подачи насоса,

.

где Ку – 1,1 - 1,3 – коэффициент утечек, учитывающий суммарно все утечки в элементах гидросистемы от насосов до гидроцилиндра;

Z – количество гидроцилиндров в гидросистеме.

2.6. Определение наибольшего Qнаиб и наименьшего Qнаим расходов рабочей жидкости (для гидроцилиндров двухстороннего действия)





,

.

Таблица.5.

Распределение расхода рабочей жидкости в магистралях гидросистемы с гидроцилиндром двухстороннего действия с односторонним штоком.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование магистрали | Обозначение магистрали | Расход, м3/с при | |
| Выходе штока из гидроцилиндра | Входе штока в гидроцилиндр |
| Напорная | н - р | 422.4 · 10-6 | 422.4 · 10-6 |
| Исполнительная, соединяет распределитель и нештоковые полости гидроцилиндров. | р - нш | 760 · 10-6 | 352 · 10-6 |
| Исполнительная, соединяет распределитель и штоковые полости гидроцилиндров. | р - ш | 105.6 · 10-6 | 760 · 10-6 |
| Сливная | р - б | 105.6 · 10-6 | 1689.6 · 10-6 |

2.7. Выбор диаметров трубопроводов

Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле

,

где Q – наибольший расход на расчетном участке гидролинии, м3/с;

V – допускаемая скорость движения жидкости, м/с.

Для напорной линии:

 принимаем dн-р = 16 мм

Для исполнительной линии, соединяющий распределитель и нештоковые полости гидроцилиндров:

 принимаем dр-нш = 16 мм

Для исполнительной линии, соединяющий распределитель и штоковые полости гидроцилиндров:

 принимаем dр-ш = 20 мм

Для сливной линии:

 принимаем dр-б = 40 мм

2.8 Выбор рабочей жидкости

Таблица 6.

Техническая характеристика рабочей жидкости.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка рабочей жидкости | Удельный вес, Н/м3 при 20 оС | Коэффициент кинематической вязкости ν∙106 м2/с при температуре оС | | | | Температура оС | | Диапазон рабочих температур оС |
| +50 | +20 | -20 | -40 | застывания | вспышки |
| МГ-30 | 8850 | 30 | 140 | 7000 | -- | -35 | 190 | -20 - +80 |

2.9. Выбор гидроаппаратуры

2.9.1. Выбор реверсивного золотникового гидрораспределителя.

Таблица 7.

Техническая характеристика гидрораспределителя.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Типоразмер | Qmax∙103,м3/с | Рраб, МПа | ∆р, МПа | ∆Qут, см3/мин |
| Г74-16 | 2.84 | 0.3 – 8 | 0,2 | До 50 |



2.9.2. Выбор фильтра

Таблица 8.

Техническая характеристика фильтра.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Типоразмер | Тонкость фильтрации | Qmin·105 , м3/с при ∆р=0,1 МПа и ν0=80·10-6, м2/с | ∆р, МПа | рном, МПа |
| 0,2Г41 - 14 | 0,2 | 117 | 0,2 | 6,4 |

,

где ∆р – перепад давления на фильтре при максимальном расходе;

Qмакс – пропускная способность фильтра при перепаде ∆р и определенной вязкости жидкости;

Qф – фактический расход через фильтр.

2.9.3. Выбор предохранительного клапана.

Таблица 9.

Техническая характеристика предохранительного клапана.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Типоразмер | Q∙103, м3 /c, min - max | р, МПа, перед клапаном | ∆р, МПа, при Qmax |
| БГ54 – 14 | 0,05 – 1.17 | 0.6 - 5 | 0,6 |

2.9.4. Выбор манометра

Таблица 10.

Техническая характеристика манометра.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Типоразмер | Диаметр корпуса | Класс точности | Верхние предельные измерения, МПа | Основная допустимая погрешность, % | Расположение фланца |
| МТ – 1 | 60 | 4 | 1; 1,6; 2,5; 4,0 | ±4,0 | Без фланца |

2.10. Определение потерь давления в гидролиниях

Потери напора на каждом участке гидролинии определяем при рабочем ходе как сумму линейных и местных сопротивлений.

Линейные потери напора определяем по формуле

,

где - удельный вес рабочей жидкости, Н/м3;

 - коэффициент сопротивления трения по длине;

*ℓ* - длина магистрали, м;

dт – диаметр трубопровода, м;

S – площадь сечения потока в трубопроводе, м2;

Q – расход рабочей жидкости через магистраль, м3/с.

Определение линейных потерь напора для напорной линии:











Определение линейных потерь напора для исполнительной линии.











Определение линейных потерь напора для сливной линии:











Местные потери напора ∆рм определяем по формуле

,

Для напорной линии:



Для исполнительной линии:



Для сливной линии:



Определив линейные и местные потери на данном участке трубопровода, находим (суммированием) общие потери на участке магистрали.

Для напорной линии:



Для исполнительной линии:



Для сливной линии:



2.11. Определение усилий трения в гидродвигателе.

Усилие трения в гидроцилиндре равно:

,

где Rп и Rш – усилия трения соответственно в уплотнениях поршня и штока.

Расчет сил трения в уплотнениях поршня или штока ведут по приближенной формуле.

Для резиновых колец круглого сечения

,

где d – диаметр уплотняемой поверхности, м;

qр – сила трения на 1 м длины уплотнения, МН/м.

Значения qр в зависимости от диаметра сечения резинового кольца d и давления рабочей жидкости при предварительном (монтажном) сжатии определяется по номограмме (рис. 2).

Выбор резиновых манжет для уплотнений гидроцилиндров производят по ГОСТ 6969-54, а резиновых колец – по ГОСТ 9833-61.







2.12. Определение величины давления нагнетания

Величину давления нагнетания определяют по силовой характеристике гидроцилиндра.

Силовой характеристикой гидроцилиндра является зависимость между давлениями в полостях цилиндра; усилием трения поршня и штока и усилием на штоке.



Рис. 2. Номограмма для определения qр

Силовые характеристики, например, гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком (рис. 3) имеют вид:

- при выходе штока из цилиндра:

,

- при входе штока в цилиндр:

,

где рнш и рш – давление в нештоковой и штоковой полостях цилиндра;

Fнш и Fш – площади поперечных сечений цилиндра и штока;

Rтр – сила трения в уплотнениях поршня и штока;

Рвых и Рвх – полезные усилия на штоке при выходе штока из гидроцилиндра или входе в него.



Рис. 3. Схема силового гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком

При расчете конкретных гидросистем с конкретным гидроцилиндром, например, двухстороннего действия с односторонним штоком (см. рис. 2 и 3), когда рабочий ход совершается при входе штока в гидроцилиндр, давления рнш и рш будут равны:

,

.

В формулах рн-р; рр-нш; рр-б – потери давления в магистралях: соответственно насос – распределитель; распределитель – нештоковая полость; распределитель – бак.

∆рдр, ∆рр,∆рф – потери давления соответственно в дросселе, распределителе, фильтре при соответствующих расходах рабочей жидкости.

 

2.13. Выбор насоса

Таблица 11.

Техническая характеристика насоса.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Типоразмер | Рабочий объём q, 10-3 м3/с | Рабочее давление МПа | Частота вращения об/мин | Потребляемая мощность кВт | Объёмный КПД |
| БГ11 – 24 | 1,17 | 2,5 | 1450 | 5/4,5 | 0,85 |

2.14. Определение объемных потерь (утечек) жидкости

Общие потери жидкости в гидросистеме складываются из потерь в насосе ∆Qут.н, гидрораспределителе ∆Qут.р, дросселе ∆Qут.др и потерь в гидроцилиндре ∆Qут.ц (см. рис. 12), т.е.:



Каждый из перечисленных видов потерь можно выразить через удельную утечку, которая представляет собой величину утечки (м3/с), отнесенную к единице давления. В паспортах на гидравлическое оборудование приводятся утечки ∆Qут при номинальном (или максимальном) давлении, поэтому удельные утечки будут равны



Удельные утечки в насосе определяются по формуле

,





где q – рабочий объем насоса (удельная подача насоса за один оборот), м3/об;

n – число оборотов насоса, об/с;

Qmax и (рн)max – соответственно максимальная подача и максимальное давление насоса;

η0 – объемный КПД насоса.

Общие потери жидкости в гидросистеме будут:

**,

где .

МПа



2.15. Определение гидравлических потерь в гидросистеме во время рабочего хода





2.16. Определение КПД гидропривода

Гидравлический КПД гидропривода:



Объемный КПД гидропривода:

.

Механический КПД гидропривода учитывает механические потери в насосе и гидроцилиндрах. Механический КПД насоса ηмн равен 0,99. Механический КПД гидроцилиндра:

,

где *Р*п – полезное усилие, создаваемое поршнем от давления в полости цилиндра. Оно равно:

Н

Здесь .



Механический КПД гидропривода будет:

.

Общий КПД гидропривода:

.

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ

Тепловой расчет гидросистемы производится для уточнения теплового режима рабочей жидкости в необходимости установки в гидросистеме теплообменника (холодильника). Мощность, Вт, превращаемая в тепло:

,



где Nн = рн Qн – мощность насоса, Вт;

рн – давление насоса, Н/м2;

Qн – подача насоса, м3/с;

η – общий КПД гидропривода.

Потери мощности в гидросистеме и есть количество выделенного тепла, т.е.

.

Суммарная поверхность теплообменника (или бака), необходимая для поддержания заданной температуры рабочей жидкости, при известной температуре окружающей среды будет:

,

где Крг = τрг/τс – коэффициент продолжительности работы гидропривода под нагрузкой;

τрг – время работы гидропривода под нагрузкой, ч;

τс – полное время смены, ч;

к – коэфиициент теплопередачи от жидкости к воздуху через наружную поверхность гидробака;

к = 10 - 15 Ккал/м2∙°С = (10 – 15)1,163 Вт/ м2∙°С – для гидробаков с естественным воздушным охлаждением (открытая вентилируемая поверхность);

tж, tв – температура соответственно масла и окружающего воздуха, °С.

Чтобы установить необходимость принудительного охлаждения, сначала нужно сконструировать бак.

Если поверхность наружных стенок бака Sб окажется меньше вычисленной, то необходима установка холодильника.

Объем бака Vб принимают равным двух – трехминутной производительности наоса Qн, т.е.:

.

Задаемся соотношением ширины, высоты и длины бака в виде прямоугольного параллелепипеда, как 1:2:3. Обычно бак заполняется рабочей жидкостью на 0,8 высоты. Если обозначить ширину бака через *x*, объем жидкости в баке Vб = *x* 2(0,8 *x*)3 *x* = 4,8 *x*3.

Определяем размеры бака: ширина , высота 2 *x*, длина 3 *x.*

Находим площадь поверхности бака, участвующую в охлаждении рабочей жидкости:

,

где S1 – суммарная площадь поверхностей бака, омываемых жидкостью;

S2 – суммарная площадь боковых поверхностей, не омываемых жидкостью. У этих поверхностей эффект охлаждения в 2 раза меньше.

S1 = 15,8 *x*2 = 15.8 ∙ 0.0562 = 0.05 м2;

S2 = 3,2 *x*2 = 3,2 ∙ 0.0562 = 0.01 м2.



Из сравнения поверхностей Sт и Sб делается заключение о необходимости установки холодильника, т.к. Sт>Sб, необходима установка холодильника.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности. - М.: Лесн. пром-сть, 1986.
2. Халтурин В.М., Мамаев В.В., Пушкарева О.Б. Гидрооборудование машин лесной промышленности: учеб. Пособие, Екатеринбург, 2001.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. - М.: Машиностроение, 1980.
4. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Вышайшая школа, 1976.

Размещено на