Содержание

1. Расчет и выбор гидроцилиндра

1.1 Определение диаметра поршня и штока гидроцилиндра

1.2 Проектирование и выбор гидроцилиндра

1.3 Определение расхода жидкости, необходимого для получения скорости перемещения рабочего органа

1.4 Выбор насоса

2. Выбор гидроаппаратуры и вспомогательных элементов гидропривода

3. Расчет трубопроводов гидросистемы

3.1 Определение диаметров всасывающего, напорного и сливного трубопроводов

3.2 Определение общих потерь давления, давления и подачи насоса, уточнение выбора насоса

4. Определение скорости рабочего и холостого хода, времени двойного хода поршня со штоком цилиндра

5. Определение коэффициента полезного действия гидропривода

6. Тепловой расчет гидропривода

7 Построение пьезометрической линии

Библиографический список

## 1. Расчет и выбор гидроцилиндра

## 1.1 Определение диаметра поршня и штока гидроцилиндра

Рисунок 1 - Расчетная схема гидроцилиндра с односторонним штоком















∑









В период установившегося движения суммарная нагрузка на штоке:

ΣPуст=Рп+Рт+Ртц +G (1)

где Рп - полезное передаваемое усилие, Н; Рт - сила трения в направляющих станка, Н; Ртц - сила трения в цилиндре, Н.

Сила трения вычисляется по формуле (2):

μ

α

μ



Рт= + (2)

где μ1 - коэффициент трения при установившемся движении (μ1=0,06);

α - угол наклона направляющих станка к вертикальной оси (α=45°);

PN - нормальная составляющая полезного усилия, прижимающая рабочий орган станка к станине. PN=2800 Н;

G - вес подвижных частей. G=mg; G=2309,8=2254 H.

Рт= + =138,02+98=236 Н

Сила трения поршня в цилиндре определяется по формуле (3): Pпц= (3)

где ηмц - механический КПД гидроцилиндра учитывающий потери на трение поршня в цилиндре и штока в уплотнении (ηмц=0,95);





Ртц= =842,1Н

Подставляя значения в формулу (1), получаем:

ΣPуст=16000+842,1+238+2254=19334,1Н

В период разгона при отсутствии полезного усилия, суммарная нагрузка на штоке равна:

ΣPраз=Ри+Рт+Ртц**+**G (4)

где Ри- сила инерции подвижных частей, Н;

Сила инерции подвижных частей определяется по формуле (5): Ри= (5)

где υpx - скорость перемещения рабочего органа, м/с;

m - масса подвижных частей, кг;

Δt - время ускорения от нуля до наибольшей скорости стола (Δt=0,5с).





Ри= =46 Н

Силу трения в период разгона определяем по формуле (2) при коэффициенте трения покоя μ2=0,16).

Силу трения поршня в цилиндре Ртц определяем по формуле (3): Ртц=841,1H

Суммарная нагрузка на штоке в период разгона, равна:

ΣPраз=564+841,1+2254+46=3705,1 Н

mυpx

Δt

ΣPуст=19334,1Н

ΣРраз=3705,1 H

По суммарной нагрузке ΣР, преодолеваемой штоком гидроцилиндра в период установившегося режима и в период разгона, устанавливается наибольшее ее значение: ΣP=ΣPуст=19334,1Н.

Давление в цилиндре принимаем р=1,4 МПа.

Для цилиндра с подачей масла в штоковую полость предварительный диаметр поршня определяется по формуле (6):

D= (6)

Где =d/D. Учитывая, что принятое давление в цилиндре р=1,4 МПа, принимаем d=0,3D. Тогда =0,3.

Подставляя в формулу (6) числовые значения, получаем диаметр поршня равным: D=134,4 мм.

Диаметр штока определяется, исходя из условия d=0,29D. Диаметр штока равен: d=38,98мм.

Руководствуясь ГОСТ 12447-80, принимаем стандартные параметры цилиндра, которые приведены в таблице 1

Таблица 1 - Номинальные параметры гидроцилиндра

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Давление р, МПа | Диаметр поршня D, мм | Диаметр штока d, мм |
| 1,4 | 125 (140)  | 36 |

## 1.2 Проектирование и выбор гидроцилиндра

Уточненное значение давления в гидроцилиндре, исходя из уравнения (6):

Σ



р= (7)

где =d/D, тогда формула (7) примет вид:

Σ



р=

Подставляя числовые значения в формулу, получаем:



σ

р= =1,719 МПа

Давление в цилиндре выберем в соответствии ГОСТ 6540-68 p=2,5 МПа. Толщина стенок тонкостенного цилиндра рассчитываем по формуле (8)

δ> (8)

где ркл - внутреннее давление, равное давлению настройки предохранительного клапана. ркл=1,5⋅р; ркл=3,75 МПа;

D - внутренний диаметр цилиндра;

[σ] - допускаемое напряжение для материала цилиндра по окружности [σ] =120 МПа.

Подставляем значения в формулу (8):





δ> =1,9мм

Толщину стенки δ тонкостенного цилиндра принимаем равной 6 мм

## 1.3 Определение расхода жидкости, необходимого для получения скорости перемещения рабочего органа

Расход жидкости Q л/мин, нагнетаемой насосом, определяется по заданной скорости υрх перемещения силового органа при рабочем ходе по формуле (9):

υ

η

Q= (9)

где F - площадь поршня гидроцилиндра, дм2;

υрх - скорость перемещения рабочего органа, дм/мин;

η0 - объемный КПД гидроцилиндра, учитывающий утечки (η0=0,99)

Площадь поршня F определяется по формуле (10):

F=D2/4 (10), F1= (1,25/2) 23,14=1,23 дм2, F2= (0,36/2) 23,14=0,1 дм2

Подставив числовые значения в формулы (10), (9), получаем:





Q= =76,3 л/мин

## 1.4 Выбор насоса

По условию Qном Q; pном p, выбирается пластинчатый насос БГ12-24АМ с номинальными данными приведенными в таблице 2.

Таблица 2 - Параметры насоса Г15-24Р

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Рабочий объем,Vсм3 | Номинальная подача, Qном л/мин | Номинальное давление, Рном, МПа | КПД при номинальном режиме | Частота вращения nном, об/мин |
| ηо ном | ηном |
| 80 | 77 | 6,3 | 0,96 | 0,8 | 960 |

## 2. Выбор гидроаппаратуры и вспомогательных элементов гидропривода

На основании номинальных данных насоса, выбираем гидроаппаратуру с параметрами, представленными в таблицах 3-7.

**Манометр**

Манометр выбирается по следующему условию:

0,75рmax ркл (12)

рmax ,5/0,75=6 МПа

Принимает манометр типа МТП класса точности 1,5 и верхним пределом измерения рном=5МПа.

Гидробак

Объем гидробака заполняется на 80…90% маслом, а объем масла определяется по формуле (13):

V=3Qном (13)

V=377=231 л

Из стандартного ряда по ГОСТ 12448-80 принимаем объем гидробака V=250 л. Форма прямоугольного параллелепипеда 1: 1:

1.

Рабочая жидкость

В качестве рабочей жидкости выбираем индустриальное гидравлические масло ИГП - 18. Параметры масла приведены в таблице 3.

Таблица 3- Параметры масла ИГП-18

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Плотность при 50 °Сρ, кг/м3 | Кинематический коэффициент вязкости ν, мм2/с | Температура °С |
| 40° | 50° | 60° | Вспышки | Застывание |
| 880 | 27 | 16,5-20,5 | 13,5 | 170 | -15 |

Распределитель

Принимаем распределитель В16 (схема 14).

В напорной линии расход Qн=77 л/мин, потери давления в напорной линии Δрнном=0,0583 МПа при Qн=77 л/мин (по графику Г.4).

В сливной линии расход Qсл=Qном (F/ (F-f)).

Qсл=77(0,123/ (0,123-0,1)) =771,09=83,8 л/мин

Qсл=83,8 л/мин.

Δрслном=0,183 МПа, при Qсл=83,8 л/мин (по графику Г.4).

Параметры распределителя представлены в таблице 4:

Таблица 4 - Параметры распределителя

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Диаметр условного прохода, мм | Расход масла, л/мин |
| Номинальный | Максимальный |
| В16 | 16 | 53-125 | 90-125 |

Параметры остальной аппаратуры представлены в таблице 5.

Таблица 5 - Параметры гидроаппаратуры

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование элемента | Типоразмер | Номинальный расход Qном, л/мин | Номинальное рабочее давление рном, МПа | Потери давления Δр, МПа |
| Регулятор потока (расхо-да)  | МПГ-25 | 80 | 20 | 0,2 |
| Фильтрнапорный | 32-25-К | 160 | 20 | 0,16 |
| Гидроклапан давления | Г54-34М | 125 | 20 | 0,6 |

## 3. Расчет трубопроводов гидросистемы

## 3.1 Определение диаметров всасывающего, напорного и сливного трубопроводов

Скорости в линиях принимаем:

для всасывающего трубопровода υ=1,6 м/с;

для сливного трубопровода υ=2 м/с;

для напорного трубопровода υ=3,2 м/с (при р<6,3 МПа).

Зная расход Q (расход жидкости во всасывающей, напорной и сливной линиях), диаметр трубопровода определяется по формуле (14):

, (14)

где υ - скорость движения рабочей жидкости.

Для всасывающей линии внутренний диаметр трубопровода равен:

dвс==31,97 мм

Для сливной линии:

Qсл=Qном⋅ (F/ (F-f)) (15), 

f=d2/4=3,140,036/4=0,001 м2

Qсл=54,9 (0,012266/ (0,012266-0,001)) =77,09=83,8 л/мин

Определяем диаметр трубы сливной линии:

dсл==29,83 мм

Для напорной линии:

Qн=Qвс=56 мм (16)

dн==22,6 мм.

Толщину стенок трубопровода можно определить по формуле (17):

, (17)

где - максимальное давление в гидросистеме;

d - внутренний диаметр трубопровода;

=6 - коэффициент безопасности;

- предел прочности на растяжение материала трубопровода, принимаем материал медь, для которой =250 МПа.

Толщину стенок трубопровода всасывающей линии, при максимальном давлении:



вс==1,44.

Толщина стенок трубопровода напорной линии, при максимальном давлении:

н==1,017 мм.

Выбираем толщину трубопровода напорной линии 0,8 мм.

Толщина стенок трубопровода сливной линии, при максимальном давлении:

сл==1,34 мм.

По ГОСТ 617-90 выбираем стандартные наружные и внутренние диаметры труб:

Dнарвс=dвс+2δвс=23+21,5=26 мм

Dнарсл=dсл+2δсл =34+22=36 мм

Dнарн=dн+2δн =21,9+21,5=34 мм

При определении диаметров трубопроводов, производим уточненный расчет скорости рабочей жидкости по формуле (18):

. (18)

Для всасывающей линии:

вс==1,41 м/с

Для напорной линии:

н==3,09м/с

Для сливной линии:

сл==1,85 м/с


## 3.2 Определение общих потерь давления, давления и подачи насоса, уточнение выбора насоса

Плотность масла при рабочей температуре можно определить по формуле:

ρ

β⋅Δ

ρt= (19)

где ρ - плотность масла, кг/м3;

Δt - изменение температуры, °С;

β1 - коэффициент температурного расширения жидкости (для минеральных масел). β1=7⋅10-4), °C-1





ρt= =879,4 кг/м3

Кинематический коэффициент вязкости νр при р=3,75 МПа определяется по формуле (20):

νр= (1+0,03р)⋅ν (20), νр= (1+0,03⋅3,75)⋅21=23,78мм2/с

Коэффициенты сопротивления по длине трубопровода λ определяется в зависимости от режима движения жидкости и зоны сопротивления. Сначала определяется число Рейнольдса:

 (21)

Для всасывающей линии:

Reвс=1400⋅34/23,78=2001,68

Число Рейнольдса Re<2320, значит, режим движения ламинарный и коэффициент сопротивления λ определится по формуле:

 (22)

λвс=75/2001,68=0,037

Для напорной линии:

Reн=3090 23/23,78=2988,64

Число Рейнольдса 2310<Re<4000, значит, режим движения переходный и коэффициент сопротивления λ определится по формуле (23):

λн=2,7/Re 0,53 (23)

λн=2,7/ (2988,64) 0,53

Для сливной линии:

Reсл=185031/23,78=2411,68

Число Рейнольдса 2320<Re<4000, значит, режим движения переходный и коэффициент сопротивления λ определится как:

λсл=2,7/2411,690,53=0,042

При ламинарном режиме коэффициенты местных сопротивлений ξлр зависят от числа Рейнольдса и определяются по формуле:

ξлр=ξb (24)

где b - поправочный коэффициент, учитывающий зависимость потерь в местном сопротивлении от числа Рейнольдса при ламинарном режиме.

Для всасывающей линии bвс=1,09, для напорной линии bн=1, для сливной линии поправочный коэффициент не учитывается.

Коэффициент местных сопротивлений ξ рассчитывается согласно схеме гидросистемы.

Таблица 6 - Коэффициент местного сопротивления

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Участок | Расчетная формула | Значение | С учетом Рейнольдса |
| Всасывающий | ξвс=ξвх | 0,5 | 0,5⋅0,165=0,0825 |
| Напорный | ξн=2ξкрест +3ξпов+ξвх. цξкрест - крестовое разветвление (0,1)ξпов - поворот трубопровода (0, 19)ξвх - вход в гидроцилиндр (1)  | 20,1+31, 19+ 1=4,77 | 4,77⋅1=4,77 |
| Сливной | ξсл=ξкрест +ξпов+ξвыхξкрест - крестовое разветвление (0,1)ξпов- поворот трубопровода (1, 19)ξвых- выход из трубы в резервуар (1)  | 0,5+1, 19+=2,29 | 2,29 |

Площадь сечения трубопровода определяется по формуле (11):

Для всасывающей линии: Fвс=3,14342/4907,5 мм2

Для напорной линии: Fн=3,14232/4415,3 мм2

Для сливной линии: Fсл=3,14314754,4 мм2

Определение потерь давления в гидроаппаратах:

Напорная линия: МПа

Для напорного фильтра:

Сливная линия: МПаОбщие потери давления, состоящие из потерь во всасывающей, напорной и сливной, приведенной к напорной, линиях определяются по формуле:

 (25)

Выражая скорости движения жидкости в трубопроводах, потери давления в аппаратах Σ, Σи расход жидкости в сливной линии Qсл через расход Qн в напорной линии, можно получить:

 (26)

где

D=F/ (F-f) или D=1/ (1-f/F); D=

λ - коэффициент сопротивления трения по длине трубопровода,

Σξ - сумма коэффициентов местных сопротивлений в соответствующей линии (вход и выход из трубы, внезапное расширение и сужение трубы, повороты, тройники и т.д.),

lвс, lн, lсл - длины трубопроводов соответственно всасывающей, напорной и сливной линии,

dвс, dн, dсл - диаметры соответственно всасывающей, напорной и сливной линии,

ρ - плотность жидкости,

Σ, Σ- потери давления в гидроаппаратах, установленных в напорной и сливной линиях соответственно.

Используя для расчета потерь давления формулу (26), получаем:

D3)Qн2)1010Qн2=77,2231010Qн2 Нс2/м8

В начале трубопровода гидросистемы необходимо иметь давление р для создания полезной нагрузки на гидродвигателе, а также для преодоления потерь давления Δр, начиная от всасывающей линии до конца сливной линии, то есть:

ртр=р+Δр=р+77,223⋅1010⋅Q2н (27)

Насос работает на трубопровод. Поэтому должны соблюдаться условия материального и энергетического баланса, то есть, какая будет подача насоса, такой же расход будет в трубопроводе и какое давление будет создавать насос, такое же давление будет в начале напорного трубопровода.

Эти условия будут выполняться в точке пересечения характеристики насоса рн=f1 (Q) с характеристикой трубопровода ртр=f2 (Q).

Характеристику насоса (рис.2) строим по двум точкам: первая точка (рном; Qном). Вторая точка: р=0, а расход жидкости определится по формуле (28):

Qт=Vnном=8610-3960=76,3л/мин (28)

Характеристику трубопровода строим по нескольким точкам, меняя значение расхода жидкости в выражении (27).

Таблица 7 - Значение полного давления в трубопроводе в зависимости от расхода

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Q, л/мин | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 77 |
| Ртр, МПа | 1,424 | 1,4858 | 1,5931 | 1,7462 | 1,9367 | 2,1722 | 2,4511 | 2,6724 |

По точке пересечения характеристики трубопровода с характеристикой насоса - рабочей точке А находится действительная подача Qн=76,4 л/мин, развиваемое им давление рн=2,52 МПа и общие потери Δр=1,12 МПа в трубопроводах гидросистемы.

ркл=1,12⋅1,15=1,288 МПа

рклрном

1,2886,3

Предварительно выбранный насос удовлетворяет условиям давления в системе.

Зная действительную подачу Qн пересчитываем потери давления в гидроаппаратуре:

В напорной линии: для распределителя:

Δрраспр=0,0581 МПа при Q=76,4 л/мин

Для гидроклапана давления:

Δргидрокл. давл. =роткр+ Δрном, где роткр=0,15 МПа (29)

Δргидрокл. давл. =0,15⋅106+0,6⋅106=0,741 МПа

Для напорного фильтра:

Δрфильтр= Δрном

Δрфильтр=0,16⋅106=0,158 МПа

В сливной линии:

Для распределителя:

Δрраспр=0,141 МПа при Q=83,16л/мин

Для регулятора потока (расхода):

Δррегулятор. потока= (30)

где -коэффициэнт расхода дросселя (=0,65)

F - площадь отверстия щели (0,094 м2)

Δррегулятор. потока. = =0, 191 МПа

Общая потеря давления в гидроаппаратуре:

Δрга=рiн+рiсл =Δрраспрн+Δргидроклапн. давл. + Δрфильтр+ (Δрраспрсл+Δррегю. пот)⋅Qcл/Qн (31)

Δрга=0,0581+0,741+0,158+ (0,141+0, 191)⋅0,99=0,7991+0,33=1,129 МПа

Сравнивая потери давления в гидроаппаратуре с общей потерей давления гидросистемы, получим, что оно составляет:

Δрга/Δр=1,129/1,12⋅100%=100,8% (32)

## 4. Определение скорости рабочего и холостого хода, времени двойного хода поршня со штоком цилиндра

Уточненная скорость рабочего хода поршня со штоком определяется по формуле

⋅



υр. х= (34)

υр. х=76,4⋅1/ (0,0123-0,001) =76,4/0,0113=6,76 м/мин

Скорость холостого хода определяется по формуле (36):

υх. х=Qн⋅оц/F (35)

Скорость холостого хода равна: υх. х=76,4⋅1/0,0123=6,22 м/мин

Время одного двойного хода поршня без учета сжимаемости жидкости рассчитывается по формуле (37):

⋅



+Δt

t = (36)

где S - ход поршня

Δt - время реверса. Δt=с. При массе подвижных частей m=230 кг принимаем с=0,055 с1,5⋅м0.5.

Δt=0,055⋅=0,055⋅0,466=0,0256 с

Используя формулу (37), получаем:

t=0,0113⋅0,25⋅60000/76,4+0,0256=2,24с

## 5. Определение коэффициента полезного действия гидропривода

Коэффициент полезного действия для данной схемы определится по формуле





⋅υ

⋅η

ηг. п= = (37)

где Qн - подача насоса при рн

Рп - полезное усилие на штоке гидроцилиндра

ηн - полный К.П.Д. насоса. ηн =η0⋅ηм⋅ηг

ηг - гидравлический К.П.Д. насоса (ηг=1)

η0 - объемный К.П.Д. насоса

ηм - механический К.П.Д. насоса

= (38)

=76,4/76,3≈1





м= (39)

м=0,9/0,97=0,93

ηн=1,0⋅0,93⋅1,0=0,93

Используя формулу (38), получаем:

ηг. п=16000⋅0,113⋅60000⋅0,93/2,52⋅106⋅76,4=0,617 (61,7%)

## 6. Тепловой расчет гидропривода

Рабочая температура масла в гидросистеме должна быть 50…550С.

Установившаяся температура масла определяется по формуле:

, (40)

где tВ = 20…250С - температура воздуха в цехе,

К - коэффициент теплоотдачи от бака к окружающему воздуху, Вт/ (м2·0С)

К=17,5 Вт/ (м2·0С) - при отсутствии местной интенсивной циркуляции воздуха.

Nпот - потеря мощности, определяется, как:

Nпот=рн⋅Qн⋅ (1-ηгп) /ηн (41)

Nпот=2,52⋅106⋅76,4⋅ (1-0,617) /0,93⋅60000=1,321 кВт

Расчетная площадь гидробака F, определяется по формуле (43):

2,54 м2 (42)

где α - коэффициент, зависящий от отношения сторон гидробака: α = 6,4 при отношении сторон бака от 1: 1: 1 до 1: 2: 3.

Используя формулу (41), получаем:

tм=23+1321/ (17,5⋅2,54) =52,71 0С

Получившаяся температура ниже 55 0С, такая температура допускается.

## 7. Построение пьезометрической линии

На всасывающей линии существует только потери напора на прямолинейном участке. Они очень малы, значит

В напорной линии потери напора:









Для насоса: = = 291,9 м









Для распределителя: = =6,73 м









Для гидроклапан давления: = =85,89 м









Для напорного фильтра: = = 18,31 м









Потери в гидроцилиндре : = =424,69 м

В сливной линии потери напора:









Для распределителя: = =16,36 м









Для гидроклапана давления: = =22,14м


## Библиографический список

1. Акчурин Р.Ю. Расчет гидроприводов. Учебное пособие. 1998.

2. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. Киев. 1980.

3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник. 1996.

4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. 1992.

5. ГОСТ 2.781-68 ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая, гидравлическая и пневматическая.

6. Грубе А.Э., Санев В.И. Основы расчета элементов привода деревообрабатывающих станков