Содержание

1. Введение

1.1 Описание гидравлической схемы станка

1.2 Описание механизма расфиксации магазина

1.3 Описание гидропривода механизма расфиксации магазина

2. Расчет и выбор элементов гидропривода

2.1 Выбор рабочей жидкости

2.2 Определение рабочего давления

3. Расчет основных параметров гидроцилиндров

3.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

3.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

3.3 Расчёт гидроцилиндра на устойчивость

4. Подбор гидромотора

5. Подбор трубопроводов

5.1 Определение расхода

5.2 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах

5.3 Условный проход трубопроводов

5.4 Соединение трубопроводов

5.5 Выбор гидроаппаратуры

6. Определение потерь давления и объемных потерь в системе гидропривода

6.1 Определение потерь давления

6.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода

7. Выбор насоса

8. Расчет параметров пневмогидроаккумулятора

9. Определение параметров гидропривода

9.1 Определение КПД гидропривода

9.2 Тепловой расчет гидропривода

10. Список используемой литературы

**1.** **Введение**

Горизонтальный многоцелевой (сверлильно-фрезерно-расточный) станок с ЧПУ модель ИР800МФ4 предназначен для обработки с высокой степенью точности (обеспечивает шероховатость обработанной поверхности Ra 1,25 мкм) малогабаритных корпусных деталей из черных и цветных металлов в серийном производстве.

Рисунок 1 – Многоцелевой сверлильно-фрезерно-расточный горизонтальный станок с подвижной стойкой ИР800МФ4

**Технические характеристики**

|  |  |
| --- | --- |
| **Длина, мм** | **5388** |
| Ширина, мм | 5300 |
| Высота, мм | 3455 |
| Класс точности станка по ГОСТ 8-82, ( Н, П, В, А, С ) | П |
| Масса станка, кг | 10050 |
| Мощность двигателя главного движения, кВт | 22 |
| Частота вращения шпинделя min/max, об/мин | 21,2/3 000 |
| Тип УЧПУ и емкость инструментального магазина | УЧПУ |
| Диаметр шпинделя, мм | 105 |
| Ширина стола, мм | 800 |
| Длина рабочей поверхности стола, мм | 800 |

Этот станок предназначен для высокопроизводительной обработки корпусных деталей массой до 1500 кг из конструкционных материалов от легких сплавов до высокопрочных сталей.

Широкий диапазон частоты вращения шпинделя и скоростей подач позволяет производить сверление, зенкерование, развертывание, растачивание точных отверстий.

Наличие поворотного стола, устанавливаемого с высокой точностью, расширяет технологические возможности станка, позволяет обрабатывать соосные отверстия консольным инструментом.

Повышенная степень точности станка обеспечивает обработку отверстий по 7, 8 квалитетам с шероховатостью поверхности *Rа=2,5 мкм.*

Категория качества – высшая.

Высокая степень автоматизации вспомогательных функций станка позволяет встраивать его в автоматическую линию с управлением от ЭВМ.

Все узлы станка смонтированы на жесткой Т-образной станине, которая является общим основанием.

Лобовая бесконсольная шпиндельная бабка расположена внутри портальной стойки.

Поворотный индексируемый стол перемещается по отдельной станине, которая крепится на общем основании.

Устройство автоматической смены инструмента с инструментальным магазином барабанного типа монтируется на верхнем торце стойки.

Все базовые детали имеют обребренную конструкцию и обеспечивают максимальную жесткость и виброустойчивость при высокопроизводительной обработке, гарантируют длительное сохранение точности.

Жесткий шпиндель с диаметром под передним подшипником 105 мм и конусом № 50 изготовлен из цементируемой стали с высокой поверхностной твердостью (НRC 62). Шпиндель монтируется в отдельном корпусе на прецизионных цилиндро-роликовых и упорно-радиальном шариковом подшипниках, что обеспечивает оптимальную точность, жесткость и виброустойчивость. Гидромеханическое устройство зажима инструмента в шпинделе гарантирует надежность и быстродействие крепления режущего инструмента с усилием 1250 кг.

Привод шпинделя станка осуществляется двухступенчатой коробкой скоростей от электродвигателя постоянного тока мощностью 14 кВт. В диапазоне 21 – 174 об/мин на шпинделе обеспечивается постоянный момент, а в диапазоне 182 – 3000 об/мин – постоянная мощность.

Автоматическая ориентация шпинделя с. управлением ЧПУ и механической фиксацией расширяет технологические возможности станка, позволяет производить целую серию технологических циклов, в которых необходимо отвести резец от рабочей поверхности, не повреждая изделие.

Перемещение подвижных узлов по осям *X, Y, Z* осуществляется от высокомоментных электродвигателей с постоянным магазином, которые через упругие муфты высокой жесткости непосредственно соединены с прецизионными шариковыми винтовыми парами, обладающими нагрузочной способностью, жесткостью и долговечностью.

«Силовое удержание» узлов при резании осуществляется следящим приводом, что исключает необходимость применения зажимных устройств.

Совершенные электроприводы подач обеспечивают постоянное время разгона и торможения.

Позиционирование осуществляется одновременно по трем координатным осям *X, Y, Z.*

В подвижных узлах станка применена система комбинированных направляющих, состоящих из прецизионных роликовых опор качения и антифрикционного полимерного материала, обладающего низким коэффициентом трения и высокой демпфирующей способностью. Направляющие изготовлены из высококачественной закаленной стали и отшлифованы с высокой точностью и чистотой поверхности.

Телескопическая защита надежно защищает направляющие и шариковые винтовые нары от попадания стружки и смазочно-охлаждающей жидкости и обеспечивает длительное сохранение точности станка.

Встроенный поворотный индексируемый стол имеет 72 позиции через 5°. Установка стола происходит в автоматическом режиме.

Для установки и крепления деталей на поверхности плиты-спутника имеется сетка резьбовых отверстий.

Устройство автоматической смены инструментов, состоит из вращающегося инструментального магазина барабанного типа с кодированными гнездами емкостью на 30 инструментов и манипулятора.

Выбор инструмента в любой последовательности с последующей гидромеханической фиксацией инструментального магазина осуществляется во время механической обработки, Автоматическая смена плит спутников обеспечивает работу станков в автоматическом режиме, исключая из технологического цикла обработки *Z* время на установку и снятие деталей. Отдельно стоящее гидромеханическое устройство, установленное перед станком, обеспечивает ориентацию и фиксацию плиты-спутника на поворотном столе станка и загрузку-разгрузку плит спутников с помощью ползуна.

Работа гидравлических механизмов на станке обеспечивается аксиально-поршневым насосом переменной производительности с автоматическимрегулированием расхода, что гарантирует быстродействие исполнительных и уменьшает нагрев рабочей жидкости.

Управление гидроцилиндрами всех рабочих органов вспомогательных движений производится при помощи блочной гидроаппаратуры.

В гидросистеме станков встроен гидроаккумулятор с эластичным мешком, что обеспечивает уравновешивание шпиндельной бабки. Масло гидросистемы охлаждается в теплообменнике с воздушным охлаждением.

Пневмосистема станка предназначена для обдува воздухом конусов шпинделя и инструмента, базовых поверхностей поворотного стола и плит-спутников при их автоматической смене. Работа пневмосистемы осуществляется автоматически с управлением от системы ЧПУ переключением воздухораспределителей.

Смазка всех трущихся деталей станка и подшипников шпинделя – автоматическая централизованная дозированная от отдельной установки, шестерен и подшипников главного привода – непрерывная циркуляционная от отдельного насоса, расположенного в гидростанции.

В станке предусмотрены подача жидкой и распыленной смазочно-охлаждающей жидкости взону резания и сток в отдельно стоящий бак по сигналу с ЧПУ. Зона резания имеет ограждение для защиты оператора и окружающей среды от разбрызгивания эмульсии.

Устройство автоматической сборки стружки исключает затраты рабочего времени на уборку стружки вручную и облегчает условия рабочего-станочника.

Гидросистема станка осуществляет следующие функции:

* -уравновешивание шпиндельной коробки специальным гидроцилиндром
* - переключение механических ступеней привода главного движения
* - угловую ориентацию шпинделя
* - смену инструментов манипулятором
* - орексацию инструментального магазина
* - разжим зажим поворотного стола и столов спутников
* - автоматическую смену столов-спутников.

Управление электромоментами гидрозолотников осуществляется устройством ЧПУ.

Обычно гидропривод используется из соображений контактности, плавного регулирования скорости, легкости получения поступательного и вращательного движения, хорошего качества переходного процесса; обеспечивания большого усилия на выходном звене, высокой точности позиционирования, меньшего шума при работе, по сравнению с электро и пневмоприводами.

**1.1 Описание гидравлической схемы станка**

Станок гидропривода состоит из следующих основных частей:

1. Энерго обеспечивающая часть
2. Исполнительная часть
3. Направляющая, контроле регулирующая аппаратура
4. Коммуникационная часть
5. Группа управления сигналами
6. Реле с электро управлением
7. Датчики конечных положений

Каждая из выше перечисленных частей включает в себя ряд устройств необходимых для работы гидросистемы.

**Энергообеспечивающая часть**

Это все устройства необходимые для подготовки гидро жидкости к работе в гидросистемы, элементы объединяются в носовой установке, которая состоит из гидравлического бака специальной конструкции и выполняет следующее:

1. Хранение
2. В баке происходит отстаивание жидкости, крупные загрязнения уходят в осадок и происходит очищение жидкости. Бак разделен на две части:

а) Жидкость выходит из системы;

б) Жидкость возвращается в насос.

1. Охлаждение жидкости. Объем определенный для обеспечения нормальной работы. Оребренный бак улучшает условия теплообмена.

- Теплообменник устанавливают на сливе

- Фильтры удаляют механические примеси из жидкости. Бывают:

1. Грубой степени очистки
2. Нормальной
3. Тонкой

По месту установки фильтров, различают приемно-всасывающий водопровод (из бака в насос). В большинстве случаев на всасывающей линии ставят фильтры грубой очистки. Назначение удалить крупные примеси не успевшие осесть в осадок. Напорные фильтры устанавливают в напорные линии. Линии высокого давления (за насосом). Сливные устанавливают на сливной линии (линия низкого давления), по которой жидкость из гидродвигателя отправляется в бак.

В процессе работы фильтры засоряются, по мере засорения, увеличивается, сопротивление продукту жидкости из-за этого снижается, КПД в целом. Определенной настройкой пружины обратного клапана преувеличение давления на входе в фильтр из-за засорения, пружина обратного клапана сжимается, и поток жидкости без фильтрации уходит в бак. Обычно фильтры служат индикатором потому, не нарушая работы гидросистемы можно произвести очистку фильтра тем самым, уменьшив его сопротивление и возврат его в работу по очистки жидкости.

**Аккумулятор**

Иногда насосные станции снабжают гидроаккумуляторами.

*Функции:*

1 Обеспечить запас рабочей жидкости для того, что бы расходовать ее во время быстрых перемещений работы механизма. В этом случае повышается эффективность работы гидропривода с неравномерной потребностью подачи, особенно с редкими пиковыми подачами

2 Сглаживать цикл давления при резком закрытии проходного сечения в трубопроводе или гидроаппарате в гидросистеме возникает резко повышенное давление.

3 Поддерживается постоянное давление. При подключенном или отключенном потребителе изменяется потребный расход жидкости. Если один из потребителей отключается, в системе возникает избыток жидкости. В этом случае она входит в аккумулятор и давление *а*-ое при избытке жидкости возрастает, возвращается к линейному.

**Исполнительная часть**

Включает в себя все гидродвигатели. Гидродвигатель поступательного движения – *гидроцилиндрами*. Вращательные – *гидромоторами*.

Цилиндры одностороннего и двойного действия. В цилиндре одностороннего действия только в одну сторону поршень перемещается, под действием рабочей силы обратно возвращается, под действием пружины или других сил. В цилиндрах двустороннего действия поршень перемещается в обе стороны за счет рабочей жидкости под давлением.

При одном и том же усилии движение поршня разное, при движении в разные стороны т.к. разные площади поршня с права и с лева. Для получения одинаковых скоростей надо взять два штока.

**Направляющая и регулирующая гидроаппаратура**

Вся аппаратура делиться на три части в зависимости от назначения:

1. Для управления усилием
2. Для управления перемещения исполнительны механизмов и его остановок в случае необходимости
3. Для управления скорости перемещения исполнительного механизма т.к. v зависит от расхода Q, то это устройство регулирует жидкость, поступающую в гидродвигатель.

Гидроаппаратура для управления усилием рабочего органа.

Для того чтобы преодолеть внешнюю нагрузку на рабочем механизме необходимо создать соответствующую силу давления на поршень таким образом, что бы изменить усилие, действующее со стороны рабочей жидкости на поршень что бы преодолеть изменяющуюся нагрузку необходимо изменить давление в гидросистеме. Изменить давление в линии или на отдельном участке ее можно с помощью клапанов давления. По назначению различают напорные и редуктивные клапаны.

Напорные предназначены для изменения давления либо для ограничения max давления в системе либо для подержания постоянного давления. Делят на:

- предохранительные

- переливные

**Коммуникационная часть и группа управления сигналами**

В станках с программным управлением, копировальными устройствами и электрогидравлическими сидящими системами, а так же в промышленных работах применяются дросселирующие распределители, гидроаппаратура с пропорциональным управлением, электрогидравлические шаговые и следящие приводы. Все эти устройства, по существу, – гидравлические усилители мощности, преобразующие входное механическое или электрическое воздействие в соответствующее перемещение выходного звена с усилием или моментом, достаточным для преодоления сил резанья или других нагрузок на рабочих органах.

**1.2 Описание механизма расфиксации магазина**

Корпус магазина устанавливается на оси и двух платиках па верхнем торце стойки станка. С помощью высоко-моментного электродвигателя осуществляется поворот наружного кольца магазина на роликовых опорах, которые установлены в радиальном и осевом направлениях на наружной поверхности корпуса. Механизм поворота включает в себя ведущее зубчатое колесо, установленное на валу электродвигателя , и сцепленный с ним венец колеса с внутренней зубчатой нарезкой, которое закреплено на наружном кольце магазина. Приводное кольцо имеет два паза, взаимодействующих с путевым выключателем. Эти выключатели осуществляют отсчет позиций при повороте магазина и дают команду на его торможение при установке в заданном угловом положении, соответствующем коду гнезда в цикле автоматической смены инструмента. Нулевое положение магазина контролируется путевым выключателем, взаимодействующим с упором.

На валу двигателя установлен фланец, на котором имеются два полукруглых паза для фиксации магазина в позиции смены инструмента. Фиксация выполняется роликом, установленным па конце штока гидроцилиндра. Контроль фиксации магазина осуществляют два конечных выключателя, взаимодействующих с упором, который установлен на штоке. Гнездо магазина состоит из корпуса, который монтируется в пазы кольца, и губок, установленных на осях. Усилие зажима инструмента создается плоской пружиной, охватывающей губки, которая закреплена от поворота штифтами. Направляющий палец фиксирует угловое положение инструмента, попадая при его захвате в один из шпоночных пазов на фланце инструментальной оправки. Осевое перемещение инструмента (ход 135 мм) при его установке или снятии из шпинделя станка осуществляется электроприводом осевой подачи ползуна, в конце отвода которого корпус магазина поворачивается относительно оси. При этом платик выходит из паза на стойке станка, расфиксируя корпус магазина.

**1.3 Описание гидропривода механизма расфиксации магазина**

Из бака жидкость по трубам поступает в гидронасос с постоянным направлением потока с электромотором, где происходит отстаивание жидкости. Из гидронасоса жидкость поступает в фильтр грубой очистки служащий для крупных примесей не успевших осесть в осадок. Далее жидкость попадает в обратный клапан, служащий для свободного движения рабочей жидкости в одном направление и перекрытия движения жидкости в обратном направлении. После чего двигается к распределителю.

Далее рабочая жидкость поступает в обратный клапан, предназначенный для свободного проступания рабочей жидкости в одном направление и перекрытия движения жидкости в обратном направление. После чего рабочая жидкость поступает в предохранительный клапан. От предохранительного клапана рабочая жидкость поступает в распределитель, а из распределителя в регулирующий дроссель, предназначенный для регулирования расхода потока рабочей жидкости на входе два (устанавливается последовательно в напорной гидролинии), соединенным с обратным клапаном одностороннего действия. После чего рабочая жидкость свободно поступает в гидроцилиндр.

Слив жидкости происходит в обратном порядке. Из гидроцилиндра рабочая жидкость поступает в регулирующий дроссель параллельно соединенный с обратным клапаном одностороннего действия. После чего рабочая жидкость поступает в распределитель, из него жидкость попадает в обратный клапан.

Перед попаданием рабочей жидкости в масленый бак установлена разветвленная гидросистема, разбитая на две ветви. Первая имеет дифференциальный клапан или перепада давления, предназначен для поддержания разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. А так же клапан обратного действия. По второй ветви жидкость проходит фильтр и после этого поступает в масленый бак.

От дифференциального клапана идет разветвление ветвей. По одной из ветвей рабочая жидкость поступает в масленый бак через клапан одностороннего действия, по другой ветви жидкость поступает в масленый бак через охладители жидкости.

расчет схема гидропривод станок

**2. Расчет и выбор элементов гидропривода**

**2.1 Выбор рабочей жидкости**

Жидкость в гидроприводе предназначена для передачи энергии и надежной смазки его подвижных элементов. Жидкость подвергается воздействию в широких пределах давлений, скоростей и температур.

Так как рабочее давление 2,5 МПа и рабочая температура 450 С, то рекомендуется применение масел с вязкостью 60-110сСт.

Опираясь на эти данные, выберем из таблицы 2.2 страница 6 («Расчет гидропривода») марку масла:

Индустриальное 20,ГОСТ 1707-51 для которого имеются следующие характеристики:

плотность 890 кг/м3, вязкость при температуре +500 С: 17…23 сСт, температура застывания -200 С, температура вспышки 1700С, пределы рабочих температур 0…900С.

Найдем кинематический коэффициент вязкости по формуле:

 (1)

где, - кинематический коэффициент вязкости см2/c при температуре , ˚С; *n –* показатель степени, приведенный в таблице 2.1 в зависимости от вязкости, в градусах Энглера, при температуре +50˚С.

Вязкость масла в градусах Энглера:

 (2)

отсюда *n=*1,99, следовательно, по формуле 1:

**2.2 Определение рабочего давления**

Рабочее давление в цилиндре гидродвигателя назначим ориентировочно от величины требуемого полезного усилия *F*:

так как номинальное усилие 4 кН, то в диапазоне *F* = 10-20 кН рекомендуется рабочее давление в диапазоне *Рр* (25-40)·105 Н/м2.

Выбор величины рабочего давления при проектировании гидропривода производится в соответствии с нормальным рядом давлений, установленным ГОСТом. При выборе, расчете и проектировании гидроприводов необходимо руководствоваться ГОСТ 15445-67 и МН 3610-625.

Из нормального ряда давлений примем рабочее давление *Рр*= 2,5 МПа, а пробное давление 3,8 МПа.

Рабочее давление определяет возможный длительный рабочий режим гидропривода, а на пробное давление производится его испытание.

**3 Расчет основных параметров гидроцилиндров**

**3.1 Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра**

Определим внутренний диаметр силового гидроцилиндра по формуле, мм:

, (3)

где *F* – полезная нагрузка, приведенная к штоку; *Рр* – рабочее давление в цилиндре, принимаемое в зависимости от F.

По вычисленному диаметру D подберем ближайший нормализованный.

Ближайшим нормализованным размером является 50. Следовательно, примем D =50*мм*.

Далее определим диаметр штока d в зависимости от величины хода поршня.

Рабочий ход поршня равен S =50мм. Так как S<10D, т.е. 50<10·50=500 мм, то диаметр штока определим по формуле, мм:

 (4)

По вычисленному значению диаметра штока примем ближайший больший, согласно ГОСТу 6540-68.

Ближайшим является 16. Значит, примем .

**3.2 Уточненный расчет основных параметров силового гидроцилиндра**

В процессе работы силового гидроцилиндра часть рабочего давления затрачивается на преодоление сил трения в конструктивных элементах гидроцилиндра, силы противодавления, динамических нагрузок, возникающих при разгоне и торможении поршня гидроцилиндра.

Полезные и дополнительные нагрузки определяют величину усилия, развиваемого гидроцилиндром, *Н*:

, (5)

где, – динамическая сила; – Статическая нагрузка.

Статическая нагрузка определяется при установившемся движении поршня:

, (6)

где *F*- полезная нагрузка, приведенная к штоку поршня; – сила трения в конструктивных элементах; – сила противодавления.

Определим величину каждого элемента, входящего в формулы, т.е. , , .

Сила трения в конструктивных элементах расходуется на преодоление механических сопротивлений – трение в манжетах, поршневых кольцах:

Сила трения уплотнения манжетами равна, *Н*:

, (7)

где – коэффициент трения, принимаемый для резиновых манжет

= 0,03…0,032; – диаметр контактной поверхности (поршня); – длина контактной поверхности, *мм*; *Рр* – рабочее давление в гидроцилиндре.

Длина контактной поверхности принимается в зависимости от диаметра поршня или штока по таблице 3.1.(«Расчет гидропривода»):

ширина уплотнения равна 7,5 мм для штока, для поршня равна 10.

,

, (8)

где – толщина (радиальная) сечения набивки, *мм*.

Зная, все эти данные мы можем определить силу трения уплотнения манжетами по формуле (7):

Число манжет определим из таблицы 3.2 («Расчет гидропривода»), опираясь на диаметр поршня и давление:

диаметру 50 мм и давлению 2,5 МПа соответствует числу манжет равным 3.

Силу трения для поршневых колец можно подсчитать по формуле, *Н*:

, (9)

где – коэффициент трения кольца о стенку цилиндра (примем равным 0,07 т.е. для быстрого движения); *b* – ширина поршневого кольца; *Рр* – рабочее давление в цилиндре; *Рк* – среднее удельное давление на поверхности цилиндра, создаваемое упругими силами (*Рк = 0,6·105 Па*); *i* – число поршневых колец. Ширину поршневого кольца выберем из таблицы 3.3 («Расчет гидропривода»):

Так как диаметр поршня порядка 50 мм, то примем *b =* 2,8мм, глубина канавки равна 2,7 мм.

Число колец найдем по таблице 3.4 в зависимости от величины давления:

для диаметра 50 мм и давления 2,5 МПа число поршневых колец равно 2.

Зная все эти данные, найдем силу трения для поршневых колец с использование формулы (9):

Определим суммарное усилие трения цилиндра, *Н*:

 (10)

Определим силы противодавления, *Н/м2*:

Примем .

Сила противодавления определится, *Н*:

, (11)

где – площадь сечения поршня.

Следовательно, решение формулы (11):

Подставляя данные в уравнение (6), определим статическую нагрузку:

 (5.1),

Динамическая сила, *Н*:

, (12)

где, – приведенная к поршню силового цилиндра масса, *кг*; – время ускорения или замедления движения, *с*; – изменение скорости, *м/c*.

 (13)

где – плотность стали, *L=*0,03.

Подставляя данные в формулу (13), найдем приведенную массу, *кг*:

,

, (14)

где – рабочий ход, м; – время рабочего хода, *с*.

Подставляя найденные значения в выражение (12), получим:

 (12.1)

Зная все эти данные, определим величину усилия, развиваемого гидроцилиндром (формула (12)), использовав данные выражений (5.1) и (12.1):

Далее по вычисленному усилию *Т* и принятому рабочему давлению уточняем диаметр силового гидроцилиндра, *м*:

 (15)

Следовательно, решение формулы (15):

Примем *D* = 50 *мм*.

Определим толщину стенок корпуса тонкостенного гидроцилиндра изготовленного из вязкого материала (латунь), *мм*:

, (16)

где σ – допустимое напряжение материала на растяжение, *Рп* – пробное давление, .

При давлении рабочей жидкости ниже 10 МПа можно использовать алюминиевые трубы или литье из серого чугуна с *МПа*.

Наш цилиндр тонкостенный, так как *DH/D*<18:

Рассчитаем толщину донышка, причем донышко примем плоское, *мм*:

 (17)

Итог формулы (17):

**3.3 Расчёт гидроцилиндра на устойчивость**

Допускаемая нагрузка из условий устойчивости, *Н*:

, (18)

где, *К*- коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в гидросистеме *К* = 1,15; *nц* – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от материала и назначения цилиндра, для чугуна 4…5, примем *К* = 4,5.

Критическую силу определим по формуле Эйлера, *Н*:

, (19)

где *Е*- модуль упругости материала, *Е* = 22·104 *МПа*; *l* – полная длина цилиндра с выдвинутым штоком, *l* = 110 *мм*; С- коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока, *С* = 2.

Момент инерции цилиндра:

, (20)

где *DH* – наружний диаметр цилиндра; *D* -внутренний диаметр цилиндра. Итог формул (20), (19) и (18):

,

,

.

Из условия устойчивости гидроцилиндра определим допустимое давление жидкости в цилиндре, *МПа*:

, (21)

Цилиндр является устойчивым, так как рабочее давление меньше допускаемого, т.е. 1·107<2·1010.

**4 Подбор гидромотора**

Аксиально-поршневой гидромотор Г15-24

1. Рабочий объем, 68,4;

1. Номинальное давление, 5;

1. Номинальный крутящий момент, 50;

1. Скорость вращения, 1000;

1. Механический КПД, 0,895;
2. Объемный КПД, 0,95;
3. Полный КПД, 0,85.

**5. Подбор трубопроводов**

Функциональная связь гидроагрегатов в системе гидропривода осуществляется с помощью трубопроводов различной конструкции. Несмотря на относительную простоту этих элементов, от их правильного выбора зависит надежность работы гидропривода. Большая часть трубопроводов и присоединительной арматуры нормализованы.

Соединительный трубопровод гидропривода разделяют на 3 части: всасывающий и напорный трубопроводы, сливная магистраль. Всасывающим трубопроводом принято называть участок трубопровода гидропривода соединяющий насос с баком. Участок трубопровода, по которому жидкость от насоса поступает в гидравлический двигатель, называется напорным или нагнетательным; участок трубопровода, по которому жидкость отводится из рабочей полости гидродвигателя в резервуар, называется сливным.

Основной характеристикой трубопровода является его условный проход (номинальный внутренний диаметр). Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров трубопроводов являются: рабочее давление,расход гидродвигателя*,* скорость движения рабочей жидкости в данной части трубопровода.

**5.1 Определение расхода**

При подаче жидкости в бесштоковую полость гидроцилиндра расход , определяется по формуле:

, (22)

где – диаметр гидроцилиндра, ;

 – рабочий ход поршня, ;

 – время, необходимое для совершения рабочего хода, .

Подставляя числа в выражение (22), получим:

Подача насоса должна быть больше расхода, обеспечивающего требуемую скорость рабочего органа гидродвигателя, на величину потерь расхода и приближенно принимается равной:

 (23)

Подставив численные значения, получим:

В дальнейших расчетах нам придется применять значение расхода в литрах в минуту. Переведем расход,:

Переведем подачу,:

**5.2 Допустимые скорости движения жидкости в трубопроводах**

В трубопроводах гидропривода рекомендуются следующие величины допустимых скоростей:

* всасывающего трубопровода ;

* нагнетательного трубопровода ;

* сливного трубопровода .

**5.3 Условный проход трубопроводов**

При известном расходе и допустимой для соответствующего трубопровода скорости движения жидкости, условные проходы определяются по формуле:

 (24)

Подставляя соответствующие значения допустимых скоростей, получим условные проходы:

Для всасывающего трубопровода, :

Для нагнетательного трубопровода, :

Для сливного трубопровода, :

Полученные значения диаметров округляются до ближайшего большего значения по ГОСТ 16516-70. Примем следующие значения диаметров трубопроводов, : , ,

После принятия окончательного значения диаметров трубопроводов, рассчитаем реальные скорости движения жидкости в них, ::

 (25)

Подставляя соответствующие значения диаметров, получим скорости:

Для всасывающего трубопровода:

Для нагнетательного трубопровода:

Для сливного трубопровода:

При величинах условного прохода менее 30 мм, применяются стальные, бесшовные, холоднотянутые и холоднокатаные трубы (ГОСТ8734-58). Примем материал для изготовления труб: Сталь 20.

Вычислим толщину стенки трубы по формуле:

, (26)

где – предел прочности при растяжении (сопротивление на разрыв), для выбранного материала, (принимается по таблице 5.1 [1]):

Подставляя в формулу значения диаметров трубопроводов, получим толщину их стенок, :

,

,

**5.4 Соединение трубопроводов**

Трубопроводы, из которых монтируют гидролинии в гидроприводах, по конструкции можно разделить на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы в основном изготовляют из стальных бесшовных холоднотянутых труб или из труб цветных металлов: медь или алюминий.

В гидроприводах применяют следующие типы соединений:

а) пайка (сварка) - в машиностроении применяется редко, только для трубопроводов, не подлежащих демонтажу;

б) соединение с развальцовкой используют для труб диаметром . Соединение отличается простотой, но может применяться при давлении не более и имеет ограниченное число повторных демонтажей вследствие затвердения материала и порчи развальцованной части трубы;

в) соединение трубопроводов по внутреннему конусу применяется для гидросистем с рабочим давлением до при необходимости частого демонтажа гидролинии. Этот тип соединения наиболее широко применяется в гидросистемах тракторов, дорожных и строительных машин;

г) соединение трубопроводов с врезающим кольцом распространено в гидросистемах, работающих при высоких давлениях. Соединение простое по конструкции и обеспечивает надежную герметизацию при давлениях до ;

д) фланцевое соединение трубопроводов применяется для стальных труб, диаметром свыше .

Типы и размеры арматуры соединительных частей трубопроводов указаны в ГОСТ 16039-70 16078-70, ГОСТ 15063-70 15804-70, ГОСТ 4233-67.

Гибкие трубопроводы применяют для соединения элементов гидропривода, которые расположены на подвижных частях и могут перемещаться относительно друг друга.

В качестве гибкого трубопровода в основном применяют резинотканевые шланги, называемые рукавами высокого давления (РВД). В зависимости от количества металлических оплеток рукава высокого давления делятся на три типа: 1 тип – с одной металлической оплеткой, рассчитанный на давление до ; 2 тип – с двойной оплеткой, рассчитанный на давление до ; 3 тип – с тройной оплеткой, применяется при внутреннем диаметре до . Основные размеры РВД даны в ГОСТ 6286-73.

Для заданных условий работы гидросистемы гибкие трубопроводы могут быть выбраны из специальной литературы [8,10].

**5.5 Выбор гидроаппаратуры**

Тип и марку отдельных элементов гидроаппаратуры, выбирают (таблица 6.4 [1]) по давлению на их входе и фактическому расходу, проходящему через них.

В технических характеристиках гидроаппаратов приводится потеря давления при определенном (номинальном) расходе . Как правило, не удается подобрать гидроаппарат, у которого фактический расход соответствует , а значит и потери давления фактические будут отличаться от .

Фактические потери давления рассчитываются простым суммированием потерь давления в каждом гидравлическом устройстве. Эти данные берутся из таблицы 6.4 [1]. Но так как не все выбранные гидроаппараты имеют номинальный расход, соответствующий требуемому, то и фактические потери давления будут отличаться от номинальных.

Определить фактические потери можно по формуле:

 (27)

Перед определением потерь, необходимо выбрать тип и марку гидроаппаратуры на данном участке гидропривода. Выбирают их по расходу (таблице 6.4 [1]).

На данном участке находится следующая гидроаппаратура:

1. Напорный золотник с обратным клапаном Г56-23;

2. Реверсивный золотник Г72, Г73-12;

3. Золотник с ручным управлением Г 74-12;

4. Фильтр 0,08 Г 41-13

**6. Определение потерь давления и объемных потерь в системе гидропривода**

**6.1 Определение потерь давления**

При движении жидкости по трубопроводам гидропривода, при прохождении жидкости через контрольно-регулирующую и распределительную аппаратуру возникают потери давления. Поэтому давление выбранного насоса должно быть достаточным для обеспечения необходимого усилия или крутящего момента гидродвигателя и преодоления потерь давления, возникающих в трубопроводах, клапанах, дросселях и т. д.

Суммарные потери давления в гидросистеме гидропривода определяются по зависимости:

, (28)

где – потери давления при трении движущейся рабочей жидкости в трубопроводах;

 – потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов;

 – потери давления в гидроаппаратуре.

Потери давления на трение жидкости в трубопроводах складываются из потерь на отдельных участках трубопровода:

, (29)

где – потери давления в трубопроводе нагнетания;

 – потери давления в трубопроводе всасывания;

 – потери давления в трубопроводе слива.

Потери давления на отдельных участках трубопроводов рассчитываются по формуле:

, (30)

где – коэффициент сопротивления жидкости;

 – длина участка трубопровода, ;

 – внутренний диаметр трубопровода, ;

 – плотность рабочей жидкости, для выбранной жидкости (см. пункт 2.2) ;

 – скорость жидкости на рассматриваемом участке трубопровода, .

Для определения коэффициента сопротивления трения предварительно определяется число Рейнольдса:

, (31)

где – коэффициент кинематической вязкости жидкости, . Для выбранного масла:

Подставив значения внутренних диаметров и скоростей жидкости в формулу (31), получим числа Рейнольдса для отдельных участков трубопровода:

Для всасывающего трубопровода:

Для нагнетательного трубопровода:

Для сливного трубопровода:

Как видим, значения числа Рейнольдса для всех участков трубопровода превышают критическое значение , значит, режим движения в них является турбулентным и коэффициент сопротивления для стальных труб рассчитывают по формуле Блазиуса:

 (32)

Абсолютная шероховатость ∆ определяется по таблице 6.2[1]. Примем ∆=0,04, для стальных горячекатаных труб ГОСТ 8732-70.

Для всасывающего трубопровода:

Для нагнетательного трубопровода:

Для сливного трубопровода:

Подставляя все полученные значения в формулу (30), получим: ,,

Суммируя полученные результаты по формуле (29), получим результирующие потери на трение, :

Потери давления в отдельных местных сопротивлениях трубопровода получаются путем сложения потерь в отдельных местных сопротивлениях, которые определяются по формуле:

, (33)

где – коэффициент местного сопротивления (по таблице 6.3 [1]), ;

 – поправочный коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса и определяемый по рисунку 6.1 [1].

Из исходных данных известно, что в магистрали встречаются 4 плавных поворота и 2 резких.

Для плавных поворотов коэффициент местного сопротивления, :

Для резких поворотов коэффициент местного сопротивления, :

Тогда общий коэффициент местного сопротивления, :

Теперь можно вычислить местные потери в нагнетательном и сливном трубопроводах, :

,

,

Тогда суммарные потери в местных сопротивлениях (), найдем по формуле:

 (34)

Подставив числовые значения, получим:

Суммарные потери в гидроаппаратуре () с учетом формулы (27) будут равны:

Зная все нужные значения, подставим их в выражение (28), получим общие потери давления в гидросистеме, :

**6.2 Определение объемных потерь в системе гидропривода**

Объемные потери в гидроприводе происходят вследствие утечек жидкости через зазоры в элементах гидропривода. Примером объемных потерь может служить утечка жидкости в рабочем цилиндре между стенками цилиндра и поршнем, утечка жидкости в золотнике.

Общие потери в гидроприводе складываются из потерь в насосе , гидродвигателе , которые в зависимости от типа гидродвигателя, являются потерями в гидроцилиндре , потерь в золотниковом распределителе .

 (35)

Приближенное значение перечисленных потерь можно выразить через удельную утечку, являющуюся потерей расхода приходящейся на один давления.

, (36)

где – удельная утечка жидкости в насосе, *см3/мин МПа*;

 – удельная утечка жидкости в гидроцилиндре *см3/мин МПа*;

 – удельная утечка жидкости в золотниковом распределителе, *см3/мин МПа*;

 – давление, развиваемое насосом *Па*;

 – давление в гидроцилиндре принимается равным рабочему давлению , *Па*;

 – давление в золотниковом распределителе принимается равным рабочему давлению , *Па*.

Давление, развиваемое насосом:

, (37)

где – потери давления;

 – рабочее давление.

Подставив численные значения, получим:

Подставляя числа в формулу (36), получим объемные потери в гидросистеме, : .

**7. Выбор насоса**

Объемный насос, применяемый в гидроприводе, предназначен для преобразования энергии привода в энергию жидкости в виде давления и подачи жидкости в гидродвигатель, создавая усилие (крутящий момент) на рабочем органе и обеспечивая скорость его движения.

Выбор насоса производят по давлению, (см. пункт 6.2):

,

и расходу, :

, (38)

где – потери расхода;

 – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр (см. пункт 5.1).

Подставляя числа, получим:

По таблице 7.1 [1] выберем шестеренный насос НШ-10 с номинальным давлением – , подачей – и скоростью вращения – . Для дальнейших расчетов, запишем его КПД: объемный – , механический – , полный – .

**8. Расчет параметров пневмогидроаккумулятора**

Расчет параметров пневмогидроаккумулятора проводят на основе уравнения политропы, охватывающего все возможные состояния газа:

 (39)

Обозначим общий объем аккумулятора , объем газа *,* в конце зарядки при давлении , объем в конце разрядки аккумулятора при давлении . Здесь – полезный объем, аккумулятора; определяемый по формуле:

, (40)

где – подача насоса;

 – время зарядки, равное 10-15 *с*.

Подставим численные значения и получим, *м3*:

Объем газа, *м3*:

 (41)

Показатель политропы *п* зависит от условий работы аккумулятора (теплообмен, продолжительность разрядки) и в качестве средних значений его можно принять 1,1 - 1,3. Минимальное давление газа:

, (42)

где – рабочее давление (в гидроцилиндре).Отношение давлений *,* принимают равным 0,5 - 0,7.

,

Подставим численные значения в формулу (41) и получим:

Для обеспечения надежной работы гидросистемы необходимо иметь количество жидкости в аккумуляторе несколько больше полезного объема.

, (42)

где – коэффициент, равный 1,2 - 1,5.

Полный объем аккумулятора, *м3*:

, (43)

**9. Определение параметров гидропривода**

**9.1 Определение КПД гидропривода**

Полный КПД гидропривода вычисляется по формуле:

, (44)

где – гидравлический КПД;

 – объемный КПД;

 – механический КПД;

Гидравлический КПД:

, (45)

где – давление, развиваемое насосом (см. пункт 6);

 – давление в гидродвигателе;

 – потери давления (см. пункт 5.1).

Подставляя числа, получим:

Объемный КПД:

, (46)

где – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр (см. пункт 4.1);

 – подача насоса (см. пункт 6).

Подставив значения, получим:

Механический КПД гидропривода, учитывающий потери мощности в насосе и гидродвигателе:

, (47)

где – механический КПД насоса (см. пункт 6);

 – механический КПД гидромотора.

Механический КПД гидроцилиндра:

, (48)

где – полезная нагрузка на штоке гидроцилиндра, *Н*;

 – потери трения в гидроцилиндре (см. пункт 3.2.1).

Сила, воспринимаемая поршнем гидроцилиндра, *Н*:

 (49)

Подставляя числа в эти формулы, получим:

Теперь можем вычислить механический КПД привода по формуле (47):

Вычислив все составляющие общего КПД, подставим их в формулу (44):

Таким образом, общий КПД данного гидропривода равен .

**9.2 Тепловой расчет гидропривода**

Целью теплового расчета является определение размеров резервуара, необходимых для обеспечения выбранной температуры жидкости.

Источниками тепловыделения в гидросистеме являются насосы, трубопроводы, гидроаппаратура и гидродвигатели.

Приняв, что основная теплопередача осуществляется через поверхность бака, значение температуры жидкости , устанавливающееся при длительной работе гидропривода, определяется из выражения:

, (50)

где – коэффициент теплопередачи, ;

 – площадь поверхности резервуара, , через который осуществляется теплопередача;

 – потери мощности в гидроприводе;

 – максимальная температура окружающего воздуха ().

Количество теряемой в гидроприводе мощности, :

, (51)

где – КПД насоса,

 – КПД гидропривода.

Подставляя численные значения, получим потери мощности:

Площадь поверхности бака (), через которую происходит отвод тепла, *кВт*:

Исходя из условий работы гидропривода, принимаем емкость бака равной минутной производительности насоса:

**Список используемой литературы**

1. Расчет гидропривода: Метод. указания по курсовой работе для студентов МТФ, АТФ и ФНГТМ / Сост. В. Г. Иванов; Краснояр. гос. техн. ун-т. – Красноярск: КГТУ, 1999. – 47 с.

2. Составление принципиальных гидравлических схем: Методическое указание для студентов машиностроительных и транспортных специальностей/Сост. С. В. Каверзин, В. Г. Иванов: RUNE/ Красноярск, 1994. 58 с.

3. Каверзин С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. Пособие / С. В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «4 Выбор и расчет параметров гидромоторов››

4. Колка И. А., Кувшинский В. В. «Многооперационные станки››, 1983 г.

5. Свешников В. К., Усов А. А. «Станочные гидроприводы››