ФАЖТ РФ

Разработка привода и системы управления путевой машины

Курсовая работа по дисциплине «Приводы и системы управления путевой машины»

Пояснительная запискa

Руководитель: Разработал: студент

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(подпись) (подпись)

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(дата проверки) (дата сдачи на проверку)

Краткая рецензия:

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(запись о допуске к защите) (оценка, подписи преподавателей)

2008

Содержание

1 Обзор приводов и систем управления путевых машин. Обоснование принятых схем и решений

2 Расчет параметров транспортера

3 Расчет параметров привода транспортера

4 Разработка принципиальной гидравлической схемы машины

5 Расчет параметров и подбор элементов гидропривода

6 Расчет параметров и подбор механических компонентов привода и электродвигателей

Список использованных источников

1 Обзор приводов и систем управления путевых машин. Обоснование принятых схем и решений

Выбор типа привода является одной из важнейших задач, которое необходимо решать при создании путевой машины. Тип привода определяется: характером загрузки привода, кинематикой перемещения, скоростью и другими характеристиками рабочего органа; условиями эксплуатации, механических воздействий, ресурсов и экономичности.

На путевых машинах применяются три типа привода: гидравлический, электрический и пневматический.

Наиболее распространен гидравлический привод. У гидропривода небольшие габариты и масса гидроагрегатов, простая конструкция защиты узлов от перегрузок, он легко управляется; может передавать большие усилия и мощности, обладает малой инерцией, высокой приемистостью, имеет небольшое время запаздывания при исполнении командных сигналов, малые маховые массы гидродвигателей вращательного действия (10-12% маховых масс электродвигателей той же мощности). Эти приводы широко применяются на путевых машинах, вытесняя пневмо- и электроприводы.

Недостатки гидропривода: большая жесткость внешних характеристик, требует высокой точности изготовления элементов (возможны утечки рабочей жидкости), проникновение воздуха в рабочую жидкость с нарушением равномерного движения гидроагрегатов.

Существуют объемные и гидродинамические гидроприводы, В первых в качестве выходного звена используют гидроцилиндры (путеукладчики, шпалоподбивочные машины и др.) и гидродвигатели. Гидродинамические приводы применяются для передачи и изменения крутящего момента в ходовых трансмиссиях мотовозов и дрезин.

Наиболее распространенные объемные гидроприводы по системе питания насосов – открытые, закрытые и комбинированные.

Открытая система проста, обеспечивает хорошие условия для охлаждения и отстоя жидкости, но в ней возможна кавитация, в нее проникает воздух; она имеет большие габариты. У закрытой системы давление при всасывании выше атмосферного, что предотвращает кавитацию и позволяет использовать скоростные малогабаритные насосы. Исключено попадание воздуха в систему. Закрытая система сложнее; в ней хуже охлаждается рабочая жидкость. В комбинированной системе часть отработавшей жидкости в гидродвигателе сливается в резервуар, а другая часть вместе с жидкостью, подаваемой подпиточным насосом, поступает в основной насос.

Электрический привод широко применяют на путевых машинах. Используют двигатели переменного и постоянного тока. Наиболее распространены электродвигатели переменного тока асинхронные с короткозамкнутым ротором. Для поступательного перемещения рабочих органов путевых машин широко используют сочетание электродвигателя, редуктора (червячного, конического, цилиндрического) и винта. Такой привод установлен на электробаластерах, выправочно-подбивочно-отделочных машинах, щебнеочистительных машинах. Его достоинства – простота, надежность, реверсивность, компактность при большой нагрузочной способности, возможность обеспечения большой точности перемещений, а также автоматизации управления рабочим органов. Недостатки – большие потери на трение и низкий К.П.Д., невозможность применения при больших скоростях перемещения.

Пневматический привод применяют на снегоочистительных, снего- и землеуборочных машинах, стругах, путеизмерителях, рельсошлифовальных вагонах. На прицепных машинах, перемещаемых локомотивом, сжатый воздух и пневмоприводу поступает от компрессора локомотива, в результате чего на путевой машине нет силовой установки и компрессора, что упрощает и удешевляет конструкцию машины, облегчает уход и обслуживание. На самоходных машинах устанавливают компрессор.

Пневмосистема путевой машины состоит из подводящих воздухопроводов, соединенных с локомотивом, предохранительных клапанов, кранов управления, разводящих трубопроводов, пневмоцилиндров и пневмодвигателей. Пневмопривод прост и дешев. Его недостатки – громоздкость исполнительных механизмов и малая скорость движения поршня.

Принимая во внимание вышеизложенное, а также ориентируясь на исходные данные и условия работы, выбор останавливаем на гидравлическом приводе. Это позволит выполнить все поставленные для разработки условия, а также достаточно просто увяжется с системой управления.

Под системой управления понимается совокупность устройств и схемных решений для разрешения вопросов управления приводами и их защитой от нерабочих нагрузок. В задании оговорено, что следует предусмотреть защиту: 1) при наезде рабочим органом (транспортером) на препятствие; 2) от включения транспортера, если он не установлен в рабочее положение.

2 Расчет параметров транспортера

Цель расчета:

- определение производительности транспортера;

- расчет параметров и выбор ленты, барабана и роликоопор.

Условия расчета:

- гидроцилиндр изменения угла наклона транспортера закрепляется на его середине;

- угол наклона транспортера при переводе из транспортного положения в рабочее (max) равен ;



- Транспортер имеет желобчатое сечение с углом наклона боковых роликов 20˚.



Рисунок 1 – Схема для определения параметров транспортера

Производительность транспортера Q, [2]:



, (1)



где скорость путевой машины, 230 м/с ; А – площадь вырезаемого балласта:



, (2)



где в – ширина вырезки балласта, в=1,8м ; h – глубина вырезки балласта, h=0,75м.

.



Производительность П, т/ч [2]:

(3)



где - плотность щебня с загрязнителями, .



Ширина ленты при транспортировании насыпных грузов В, м [ ]:

, (4)



где - скорость ленты, предварительно принимаем по [2], ; k=240 – коэффициент, зависящий от угла естественного откоса груза [2]; =0,9 – коэффициент, зависящий от угла наклона транспортера.



м.



Принята стандартная ширина ленты В=1200мм.

Принята конвейерная лента: Лента – 2.1 – 1200 – 4 – БКНЛ – 100 – 6 – 2 ГОСТ 20 – 85(лента типа 2.1 общего назначения с шириной 1200мм, с четырьмя прокладками из ткани БКНЛ – 100, с толщины резиновой обкладки рабочей поверхности мм и нерабочей мм).



Уточнена скорость ленты , м/с:



, (5)



где В – ширина ленты по расчету, м; - стандартная ширина ленты, м.



м/с.



Диаметр барабана , мм [ ];



, (6)



где к=140 – коэффициент для определения диаметра приводного барабана; z- число прокладок в ленте.

мм.



Принят стандартный диаметр барабана мм по ГОСТ 22644.



По насыпной плотности щебня, ширине ленты и области применения принята роликоопора [ ]: Роликоопора Ж 120 – 159 – 20 ГОСТ 22645 – 77 (роликоопора верхняя желобчатая типа Ж для ленты шириной 120 см, с диаметром ролика 159 мм и углом наклона бокового ролика ).



3 Расчет параметров привода транспортера

Цель расчета: определение мощностей привода транспортера, поворота и наклона транспортера.

Условие расчета: обеспечение на рабочих органах тягового усилия, момента для поворота и силы для наклона транспортера.

Мощность привода транспортера , кВт [2]:



, (7)



где - тяговое усилие транспортера, Н[2]; =0,93 – кпд приводного барабана.



, (8)



где ω=0,04 – коэффициент сопротивления; -горизонтальная проекция длины конвейера, м:



м;



q – погонная масса груза, кг/м:

, (9)



где - площадь поперечного сечения груза на транспортере, :



;



- погонная масса движущихся частей конвейера, кг/м:



, (10)



где - погонная масса ленты, кг/м:



, (11)



где ρ=1100кг/м – плотность ленты; В – ширина ленты, м; δ – толщина ленты, м.

;



- погонная масса вращающихся частей рабочей ветви; - погонная масса вращающихся частей холостой ветви;



H – высота подъема груза, м:

м.



.



кВт.



Мощность привода поворота транспортера , кВт [2]:



, (12)



где - крутящий момент, ; - угловая скорость, .



.



Мощность привода наклона транспортера , кВт [2]:



, (13)



где - сила на штоке гидроцилиндра, ; - скорость штока, .



Рисунок 2 – Схема для определения силы на штоке гидроцилиндра

Сумма моментов относительно точки подъема транспортера:



;



Отсюда, .



;



;



.



.



.



4 Разработка принципиальной гидравлической схемы машины

В данной курсовой работе разработана двухпоточная схема гидропривода машины. Эта схема изображена на чертеже ППМ М511.26.00.00.00.ГЗ.

Машина имеет три рабочих органа:

Рабочий орган вращательного действия - РО1 , имеющий привод от гидромотора, рабочий орган поступательного действия - РО2 , приводимый в действие гидроцилиндром, рабочий орган вращательного действия РО3, приводимый гидромотором.

Гидродвигатели приводятся в движение от гидронасосов. Машина имеет два гидронасоса.

В приводе рабочих органов используются распределители:

В приводе РО1 распределитель с закрытым центром, управление электрогидравлическое, в приводе РО2 распределитель предназначенный для гидрозамка, управление электрическое, в приводе РО3 – с закрытым центром, управление электрическое.

Наличие у распределителей сервоуправления значительно облегчает работу машиниста.

Для включения в работу РО1 машинист нажатием на кнопку управления распределителя Р1, подает напряжение на обмотку электромагнита распределителя, распределитель переключается в рабочую позицию и направляет поток жидкости к гидромотору М1. Жидкость идет через элементы : Б-Н1-Р1-М1-Р1-ТС- АТ-Ф-Б

Для остановки рабочего органа РО1 машинист, повторным нажатием на кнопку управления Р1, размыкает электрическую цепь обмотки электромагнита, в этот момент Р1 переключается в нейтральную запирающую позицию, срабатывает клапан первичной защиты КП1, автоматически переводимый в режим переливного. Жидкость от насоса идет через элементы : Б- Н1-КП1-ТС-АТ-Ф-Б.

При включении в работу РО2 машинист нажатием на кнопку управления распределителя Р2, подает напряжение на одну из обмоток электромагнитов распределителя, распределитель переключается в рабочую позицию и направляет поток жидкости к гидроцилиндру Ц. Жидкость идет через элементы : Б-Н2-Р2-ГЗ-Ц-ГЗ -Р2 -ТС- АТ-Ф-Б

Для остановки рабочего органа РО2 машинист, повторным нажатием на кнопку управления Р2, размыкает электрическую цепь обмотки электромагнита, в этот момент Р2 переключается в нейтральную запирающую позицию, срабатывает клапан первичной защиты КП2, автоматически переводимый в режим переливного. Жидкость от насоса идет через элементы : Б- Н2-КП2-ТС-АТ-Ф-Б.

Для фиксации гидроцилиндра Ц в определенном положении при нейтральной позиции распределителя, в схему введен гидрозамок ГЗ.

Включение рабочего органа РО3 аналогично включению РО2.

Для защиты элементов системы от инерционных перегрузок при торможении, а также от реактивных перегрузок, которые могут возникнуть в запертых гидродвигателях М1,М2 и Ц, в схему включены клапаны вторичной защиты ОПК1, ОПК2 и блок БОПК3, состоящий из обратно – предохранительных клапанов. Давление настройки клапанов вторичной защиты выше давления настройки первичной защиты на 2МПа.

Вторичная защита РО1 и РО3 установлена между силовыми линиями гидродвигателя за распределителем. Вторичная защита РО2 установлена между гидродвигателем и гидрозамком.

Клапан ОПК1 срабатывает, в момент торможения РО1, когда вал гидромотора вращается по инерции, мотор переходит в режим насоса. Тогда жидкость идет через элементы:



Клапан ОПК2 срабатывает при перегрузке в поршневой полости. Жидкость идет через элементы:



Блок БОПК3 срабатывает в момент торможения РО3, когда вал гидромотора вращается по инерции, мотор переходит в режим насоса. Тогда жидкость идет через элементы:



Гидросистема защищена от активных и инерционных перегрузок с помощью клапанов первичной защиты КП1 и КП2. При срабатывании КП1 рабочая жидкость идёт: Б -Н1-КП1-ТС-АТ-Ф1-Б, при этом гидромотор и рабочий орган останавливаются.

Данный клапан является управляемым, непрямого действия. Клапан подсоединяется входом к напорной линии насоса, а выходом со сливной линией, до фильтра.

Работа клапана КП2 аналогична работе КП1.

Для охлаждения рабочей жидкости в летний период в сливную линию перед блоком фильтров включён теплообменный аппарат АТ, который поддерживает температуру РЖ +70 0С.



Перед АТ установлен термостат. Он срабатывает при повышении температуры жидкости выше +50 0С и направляет ее поток через АТ.

Установка манометров МН1 и МН2 позволяет машинисту контролировать давление в напорных линиях. Температура контролируется с помощью термометра Т, установленного в баке Б.

Чистота РЖ обеспечивается непрерывной фильтрацией полнопоточным фильтром Ф1. Засоренность фильтра машинист может контролировать при помощи контрольной лампы, связанной с датчиком, установленном в фильтре.

Для диагностирования гидроаппаратуры машины в гидросхему включены быстроразъемные соединения БР1 –БР9.

Заправка бака рабочей жидкостью осуществляется внешним насосом, через фильтр.

5 Расчет параметров и подбор элементов гидропривода

Цель расчета: определение параметров и выбор дизеля, насоса, гидродвигателей, рабочей жидкости, трубопроводов, распределителей, фильтров, предохранительных клапанов и других элементов.

Условие расчета: обеспечение на рабочих органах заданных движущих сил, вращающих моментов, скоростей и перемещений при установившейся работе гидродвигателей и оптимальной температуре рабочей жидкости.

Определение номинального давления. Выбор насосов и их параметров

Номинальное давление для насоса привода транспортера, МПа:

(14)



где - мощность привода транспортнра, кВт.



.



Номинальное давление для насоса привода поворота транспортера, МПа:

.



Номинальное давление для насоса привода наклона транспортера, МПа:

.



Принято номинальное давление из наличия комплектующих .



Мощности приводов насосов, кВт:

(15)



привод путевой машина транспортер

где η=0,75 – значение полного кпд новой гидропередачи.

кВт;



кВт;



кВт.



Для приводов выбран аксиально-поршневой насоса 310.28. Для привода поворота и наклона аксиально-поршневой насоса 310.12. Насос выбран по необходимой мощности на их валу. Характеристики насосов сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Характеристики аксиально-поршневых насосов с наклонным диском

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | 310.28 | 310.12 |
| Рабочий объем, | 28 | 11,6 |
| Давление на выходе, МПа:  номинальное  максимальное | 20  30 | 20  30 |
| Частота вращения вала, об/с:  минимальное  номинальное  максимальное | 6,7  32  50 | 6,7  40  66,7 |
| Номинальная мощность насоса на валу, кВт | 18,5 | 10 |
| Производительность, л/мин | 0,85 | 0,44 |
| КПД:  насоса полный  насоса объемный | 0,91  0,95 | 0,91  0,95 |

### Необходимая частота вращения вала насоса, которая обеспечивает требуемую мощность, , об/с:



, (16)



где - необходимая мощность привода насоса на его валу, Вт; - рабочий объём насоса, м3; - объёмный КПД насоса; - номинальное давление; - полный КПД насоса.



об/с;



об/с;



об/с.



Проверим полученную частоту по условию:

(17)



Насос Н1: 6,7<31<50– Условие выполнено.



Насос Н2: 6,7<12,9<66,7– Условие выполнено.

Насос Н3: 6,7<11,9<66,7 – Условие выполнено.

Производительность, выбранных насосов , м3/с:



, (18)



м3/с;



м3/с;



м3/с.



Выбор гидромотора привода транспортера

Необходимая мощность на валу мотора, кВт:



, (19)



где - КПД привода рабочего органа; - мощность привода транспортера.



;



.



По мощности на валу мотора выбраны моторы аксиально-поршневые с наклонным диском типа 310.28 для привода конвейера, для привода наклона конвейера 310.12.

Таблица 2 – Характеристика мотора аксиально-поршневого с наклонным диском типа 310.28

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры | 310.28 | 310.12 | 310.12 | 310.28 |
| Рабочий объем, | 28 | 11,6 | 11,6 | 28 |
| Давление на входе, МПа:  номинальное  максимальное | 20  35 | 20  32 | 20  32 | 20  35 |
| Частота вращения вала, об/с:  минимальное  номинальное  максимальное | 0,83  32  79 | 0,83  40  100 | 0,83  30  62,5 | 0,83  32  79 |
| Номинальная мощность мотора на валу, кВт | 16,7 | 9 | 25 | 16,7 |
| Расход номинальный, л/мин | 56,6 | 29 | 85 | 56,6 |
| Вращающий момент номинальный, Н·м | 84 | 35 | 135 | 84 |
| КПД:  насоса полный  насоса гидромеханический | 0,91  0,96 | 0,91  0,96 | 0,91  0,96 | 0,91  0,96 |

Частота вращения вала гидромотора , об/с:



, (20)



где - КПД мотора объемный.



.



Должно соблюдаться условие:

(21)



0,83<28,4<79 - Условие выполнено.

0,83<16,4<100 - Условие выполнено.

Выбор гидроцилиндра привода наклона транспортера

При наклоне транспортера гидроцилиндр работает на выдвижение, должно соблюдаться условие:

, (22)



где - кпд цилиндра гидромеханический; - сила на штоке гидроцилиндра, Н; - диаметр поршневой полости гидроцилиндра, м.



Решая данное уравнение относительно диаметра D, подберем цилиндр для передачи.

. (23)



м.



Так как цилиндры с данным диаметром не выпускают, то, учитывая ход поршня, принят стандартный гидроцилиндр ГЦО – 50х32х630 со следующими параметрами: ; ; , при , с креплением на проушине.



Выбор рабочей жидкости

Таблица 3 – Характеристики рабочих жидкостей

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Характеристики | МГ-15-В | МГ-46-В |
| Плотность при температуре +50˚С, кг/м3 | 855 | 890 |
| Кинематическая вязкость при +50˚С, | 10 | 28 |
| Температура застывания, ˚С | -60 | -35 |
| Температурные пределы применения, ˚С | -40…+65 | +5…+85 |
| Условия применения | При отрицательных температурах воздуха | При положительных температурах воздуха |

Выбор трубопроводов

Необходимый внутренний диаметр трубопровода , м:



, (24)



где - производительность соответствующего насоса, м3/с; допустимая скорость течения жидкости.



Выбор напорных трубопроводов: =5 м/с.



### Необходимая толщина стенки, м:



(25)



где - внутренний диаметр; - допускаемое напряжение разрыва; - предел прочности (для стали 20 ); - максимальное давление жидкости, МПа .



Принято , тогда



Принята стандартная толщина стенки



Наружный диаметр напорного трубопровода , м:



, (26)



.



Внутренний диаметр напорного трубопровода , м:



.



Выбор сливных трубопроводов: =2 м/с.



, (27)



где - -суммарная производительность насосов.



.



Принята стандартная толщина стенки



.



Принят стандартный наружный диаметр = 32мм.



Внутренний диаметр сливного трубопровода , м:



.



Внутренний диаметр сливного трубопровода .



Выбор всасывающих трубопроводов: =1 м/с.



.



Принята стандартная толщина стенки



.



Принят стандартный наружный диаметр = 51мм.



Внутренний диаметр всасывающего трубопровода , м:



.



Выбор распределителей

Распределители выбраны из каталога фирмы Rexroth.Параметры выбранных распределителей сведены в таблицу 4.

Таблица 4– Технические характеристики распределителей.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Обозначение на схеме | Р1 | Р2 | Р3 |
| Модель распределителя | WE4 1XEA | WE6 6X J | WE6 6X E |
| Расход рабочей жидкости, л/мин: | до 25 | до 80 | до 80 |
| Максимальное давление в напорной линии, МПа | 21 | 35 | 35 |
| Вид схемы | ЕА  с закрытым центром | J  для гидрозамка | Е  с закрытым центром |
| Вид управления | Электрическое | Электрическое | Электрическое |

Выбор фильтров

Выбраны фильтры по суммарному расходу жидкости, тонкости фильтрации и максимальному давлению. Также фильтры и их количество выбраны из условия, что пропускная способность должна быть на 20% больше суммарной производительности насосов.



Выбран фильтр 1.1.25 – 25

Таблица 5 –Характеристика фильтров

|  |  |
| --- | --- |
| Марка фильтра | 1.1.25-25 |
| Тонкость фильтрации, мкм | 25 |
| Номинальный расход, л/мин | 63 |
| Количество фильтров | 1 |

Выбор предохранительных клапанов

Выбор клапана первичной защиты:

Qн1=8,2л/мин; .



Принят клапан: МКПВ 10/3 Т 2 ПЗ ХЛ4

Qн2-3=61,8л/мин; .



Принят клапан: 20-20-1-133

Таблица 6 - Параметры предохранительных клапанов.

|  |  |
| --- | --- |
| Модель клапана | МКПВ 10/3 Т 2 ПЗ ХЛ4 |
| Диаметр условного прохода, мм | 20 |
| Расход жидкости, л/мин | 20…40 |
| Номинальное давление настройки, МПа | 20 |
| Вид действия клапана | Не прямое |
| Исполнение по монтажу | Резьбовое коническое |
| Исполнение по управлению | Магнит постоянного тока 24В |

Выбор клапана вторичной защиты:

Предохранительные клапаны вторичной защиты выбраны по максимальному давлению и расходу жидкости в предохраняемой линии.

Принято два обратно – предохранительных клапана ОПК 16 и блок обратно – предохранительных клапанов типа: БОПК 16.1 – 01 [2].

Параметры предохранительных клапанов сведены в таблицу 7.

Таблица 7 - Параметры предохранительных клапанов.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Модель клапана | БОПК 16.1 - 01 | ОПК 16 |
| Диаметр условного прохода, мм | 16 | 16 |
| Расход жидкости, л/мин | 3…120 | 3…120 |
| Номинальное давление настройки, МПа | 24 | 24 |

Выбор дросселя

Выбран дроссель по расходу и давлению: DV12.1.1X.M

Таблица 8 – Характеристика дросселя DV12.1.1X.M

|  |  |
| --- | --- |
| Марка дросселя | DV12.1.1X.M |
| Размер | 12 |
| Номинальный расход, л/мин | 90 |
| Максимальное рабочее давление, МПа | 35 |

Выбор гидрозамка

Гидрозамок принят по давлению и расходу: Z2S6 – 6X.

Таблица 9 – Характеристика гидрозамка Z2S6 – 6X

|  |  |
| --- | --- |
| Марка гидрозамка | Z2S6 – 6X |
| Рабочее давление максимальное, МПа | 31,5 |
| Максимальный расход, л/мин | 90 |

Выбор рукавов высокого давления

Для напорных и сливных линий приняты рукава высокого давления. Исходными данными будут являться внутренние диаметры трубопроводов.

Для Н1: ;



Для Н2: .



По внутреннему диаметру выбраны рукава резиновые высокого давления с металлическими навивками неармированные ГОСТ 25452-90:

Рукав 16 х 27,6 – 100 – ХЛ ГОСТ 25452-90.

Рукав 12 х 23,6– 105 – ХЛ ГОСТ 25452-90.

6 Расчет параметров и подбор механических компонентов привода и электродвигателей

Цель расчета: определение параметров и выбор электродвигателей, редукторов.

Условия расчета: обеспечение необходимой частоты вращения, момента и передаточных чисел.

Подберем редуктор для привода транспортера. Исходными данными будут являться мощность привода транспортера кВт; частота вращения вала гидромотора n=32,1об/с=1920 об/мин; момент на валу гидромотора М=35 Нм.



Частота вращения барабана транспортера, об/мин [2]:

, (28)



где - скорость ленты, м/с; - диаметр барабана, м.



.



Передаточное число:

, (29)



где - момент на барабане.



.



Список использованных источников

1 Н.В. Мокин. Гидравлические и пневматические приводы. Новосибирск, СГУПС, 2004. 354 с.

2 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмрв подъемно – транспортных машин. – 2-е изд. – Мн.: 1983. – 350 с.

3 СТО СГУПС 1.01СДМ.01-2007. Система управления качеством. Курсовой и дипломный проекты. Требования к оформлению. Новосибирск, 2007. 60 с.