

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»
Факультет «Заочный инженерно-экономический»
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ /
_____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2020 г.

Модернизация устройства балансировки верхнего вала чистой клетки
Универсального рельсобалочного стана

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУРГУ-150302.2020.287 ПЗ ВКР

Руководитель ВКР, доцент
_____ / Е.А. Гришина
_____ 2020 г.

Автор ВКР
студент группы ПЗ-557
_____ / Р.С. Нургалин
_____ 2020 г.

Нормоконтролер, доцент, к.т.н.
_____ / А.В. Подзерко
_____ 2020 г.

Аннотация

Нургалин Р.С. Модернизация устройства балансировки верхнего вала чистовой клетки универсального рельсобалочного стана. – Челябинск: ЮУрГУ, 2020. – 59 стр., количество иллюстраций – 13 ил., библиографический список – 28 наименований, 4 листа чертежей формата А1.

Цель выпускной квалификационной работы – модернизировать устройство балансировки верхнего вала чистовой клетки универсального рельсобалочного стана. Выявлен недостаток в виде плохой синхронизации гидроцилиндров балансировки.

В ходе работы произведен обзор существующих способов синхронизации гидроцилиндров, анализ гидравлической системы балансировки, расчеты гидросистемы, подобрана гидроаппаратура, рабочая жидкость. Проведен тепловой расчет гидросистемы и подобран теплообменник.

Разработаны операции по монтажу и пробному пуску гидравлического привода.

					<i>150302.2020.287 ПЗ</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Нургалин</i>				<i>Модернизация устройства балансировки верхнего вала чистовой клетки универсального рельсобалочного стана</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Пров.</i>	<i>Гришина</i>					<i>Д</i>	<i>4</i>	<i>59</i>
<i>Н.конт.</i>	<i>Подзерка</i>				ЮУрГУ Кафедра ГиГПС			
<i>Утв.</i>	<i>Спиридонов</i>							

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ОПИСАНИЕ УСТРОЙСТВА БАЛАНСИРОВКИ ВЕРХНЕГО ВАЛКА ЧИСТОВОЙ КЛЕТИ УНИВЕРСАЛЬНОГО РЕЛЬСОБАЛОЧНОГО СТАНА	7
1.1 Назначение и область применения	7
1.2 Описание принципиальной гидравлической схемы.....	8
1.3 Анализ существующей гидравлической схемы.....	11
1.4 Обзор существующих способов синхронизации гидроцилиндров.....	12
1.5 Исходные данные для проектирования	28
2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ.....	30
2.1 Описание модернизированной принципиальной гидравлической схемы	30
2.2 Расчет параметров гидроцилиндров	32
2.2.1 Определение усилия, развиваемого гидроцилиндрами	32
2.2.2 Определение требуемого расхода для движения гидроцилиндров	33
2.3 Гидравлические расчеты и подбор аппаратуры.....	33
2.3.1 Условные проходы.....	33
2.3.2 Подбор гидроаппаратуры.....	34
2.3.3 Выбор рабочей жидкости	40
3 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	46
3.1 Расчет установившейся температуры в баке.....	46
3.2 Выбор системы охлаждения	48
4 МОНТАЖ И НАЛАДКА ГИДРОПРИВОДА.....	49
4.1 Операции по монтажу и пробному пуску.....	49
4.2 Запуск гидропривода в эксплуатацию	51
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	53
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	54
ПРИЛОЖЕНИЕ	57

						15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			5

ВВЕДЕНИЕ

Прокатка является основным видом обработки металлов давлением. В отличие от других видов обработки металлов давлением деформация металла при прокатке осуществляется непрерывно–вращающимся рабочим инструментом – валками, поэтому процесс прокатки является наиболее высокопроизводительным [1].

Потребление проката в мире растет с каждым годом. Для того, чтобы отечественные предприятия могли конкурировать на рынке прокатной продукции, нужно улучшать её качество, но при этом цена должна быть сравнительно низкая. То есть, необходим наилучший баланс «цена – качество». Этого можно достичь путём автоматизации и механизации производства, улучшения качества инструмента, изготовления инструмента на самом предприятии, разработки оптимальных конструкций клетей и др. Рабочая клеть является важнейшим элементом в линии прокатного стана, поэтому разработка оптимальной конструкции клетки и различных её механизмов является актуальной проблемой.

Главными показателями из них являются: высокая производительность, надежность, экономичность, прочность, габариты, надёжность, энергоёмкость, малые масса и металлоёмкость и т.д.

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

1 ОПИСАНИЕ УСТРОЙСТВА БАЛАНСИРОВКИ ВЕРХНЕГО ВАЛКА ЧИСТОВОЙ КЛЕТИ УНИВЕРСАЛЬНОГО РЕЛЬСОБАЛОЧНОГО СТАНА

1.1 Назначение и область применения

На данный момент УРБС ПАО «ЧМК» является единственным в России комплексным универсальным производством высококачественного фасонного проката и рельсов длиной от 12,5 до 100 метров. Непрестанное развитие технологий и методов прокатки требует постоянный поиск улучшения качества продукции вкупе с увеличением объема производства, снижения затрат на производство продукции. Поэтому большое внимание уделяется анализу существующего производства фасонного и рельсового производства, а также обзору оборудования.

Система балансировки верхнего валка чистой клетки удерживает подушки прижатыми к гидравлической капсуле.

Система балансировки состоит из четырех крюков, передвигаемых с помощью гидравлических цилиндров. Цилиндры с приводной стороны контролируются с помощью клапана с двусторонним электромагнитным управлением контролирует цилиндры со стороны оператора. Два датчика определяют положение поднятия и опускания для каждого цилиндра. Пропорциональный клапан для каждой стороны (приводной и оператора) управляет давлением уравнивания системы балансировки.

Во время прокатки верхний валок поднимается и удерживается в положении контакта с капсулой путем повышения уравнивающего давления. Уравнивающее давление измеряется с помощью датчика. Во время процедуры смены валков уравнивающее давление снижается и цилиндры опускаются, чтобы позволить заменить кассету с валками.

На рисунке 1 показана схема системы балансировки верхнего валка чистой клетки, где 1 – это крюк системы балансировки со стороны привода, 2 – это гидроцилиндр системы балансировки со стороны привода, 3 – крюк

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

системы балансировки со стороны оператора, 4 – гидроцилиндр системы балансировки со стороны оператора, 5 – станины клетки, 6 – подушка верхнего валка.

В таблице 1 указаны габаритные характеристики системы балансировки верхнего валка чистовой клетки.

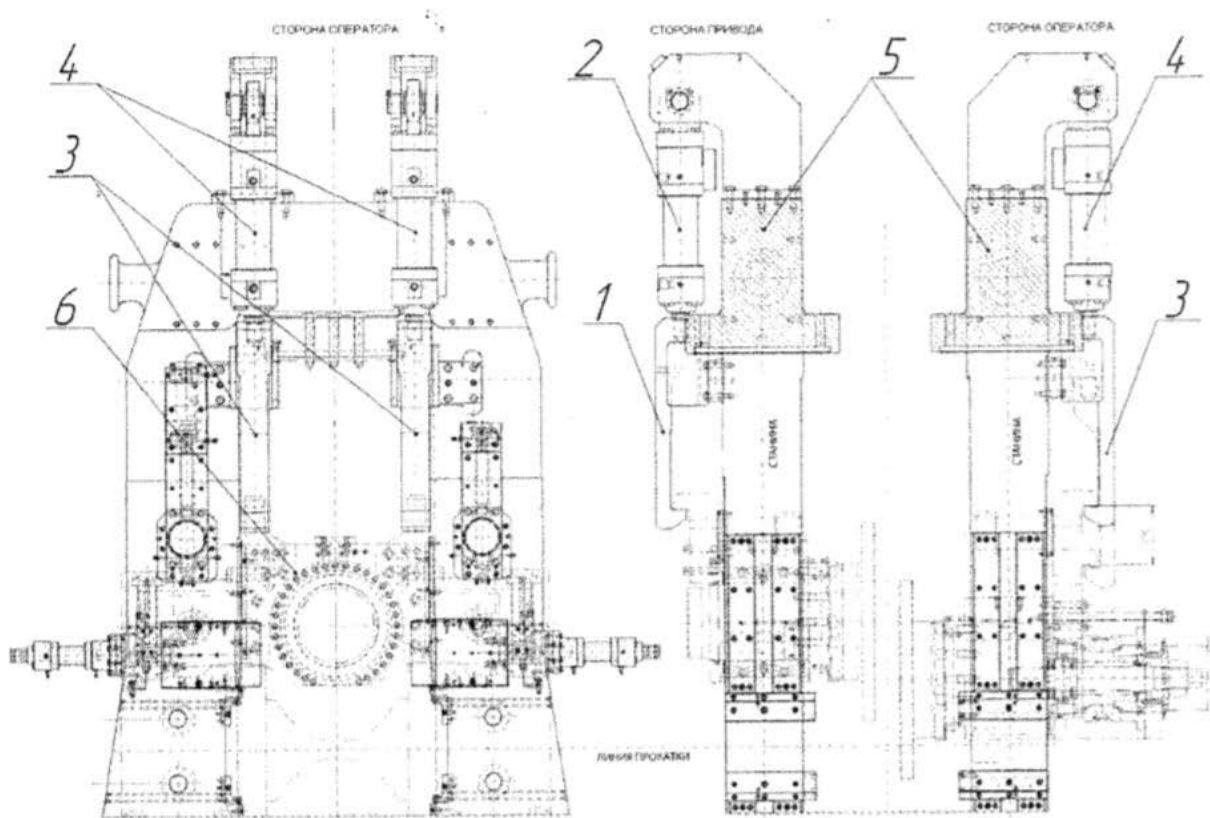


Рисунок 1. Система балансировки верхнего валка

Таблица 1. Габариты системы балансировки верхнего валка

Габарит станка	Длина	Ширина	Высота
	3848 мм	3211 мм	6490 мм

1.2 Описание принципиальной гидравлической схемы

Принципиальная схема балансировки верхнего валка чистовой клетки показана на рисунке 2. В нее входит насосная станция, состоящая из 4 регулируемых аксиально-поршневых насосов Н, производительностью от 0 до 360 л/мин каждый, с номинальным давлением в 300 бар, имеется

предохранительный клапан КП, который стравливает лишнее давление в гидросистеме в гидравлический бак Б, манометр для контроля давления МН1. Далее рабочая жидкость проходит через редукционный клапан КР1, который настраивает давление на 140 бар, после рабочая жидкость попадает в дискретный трехпозиционный распределитель Р1, управляющий гидроцилиндрами балансировки. Блок дросселей с обратными клапанами установленный на напорной и сливной линиях, для регулирования скорости движения штоков гидроцилиндров, пропорциональный редукционный клапан К, поддерживающий балансировочное давление для плавного опускания штоков гидроцилиндров, пропорциональный редукционный клапан КР2, поддерживающий давление балансировки в пределах 95–130 бар в зависимости от типа вала, гидравлический замок ГЗ, блокирующий штоки гидроцилиндров от опускания, дискретный двухпозиционный распределитель Р2 управляет блокировкой гидравлического замка.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

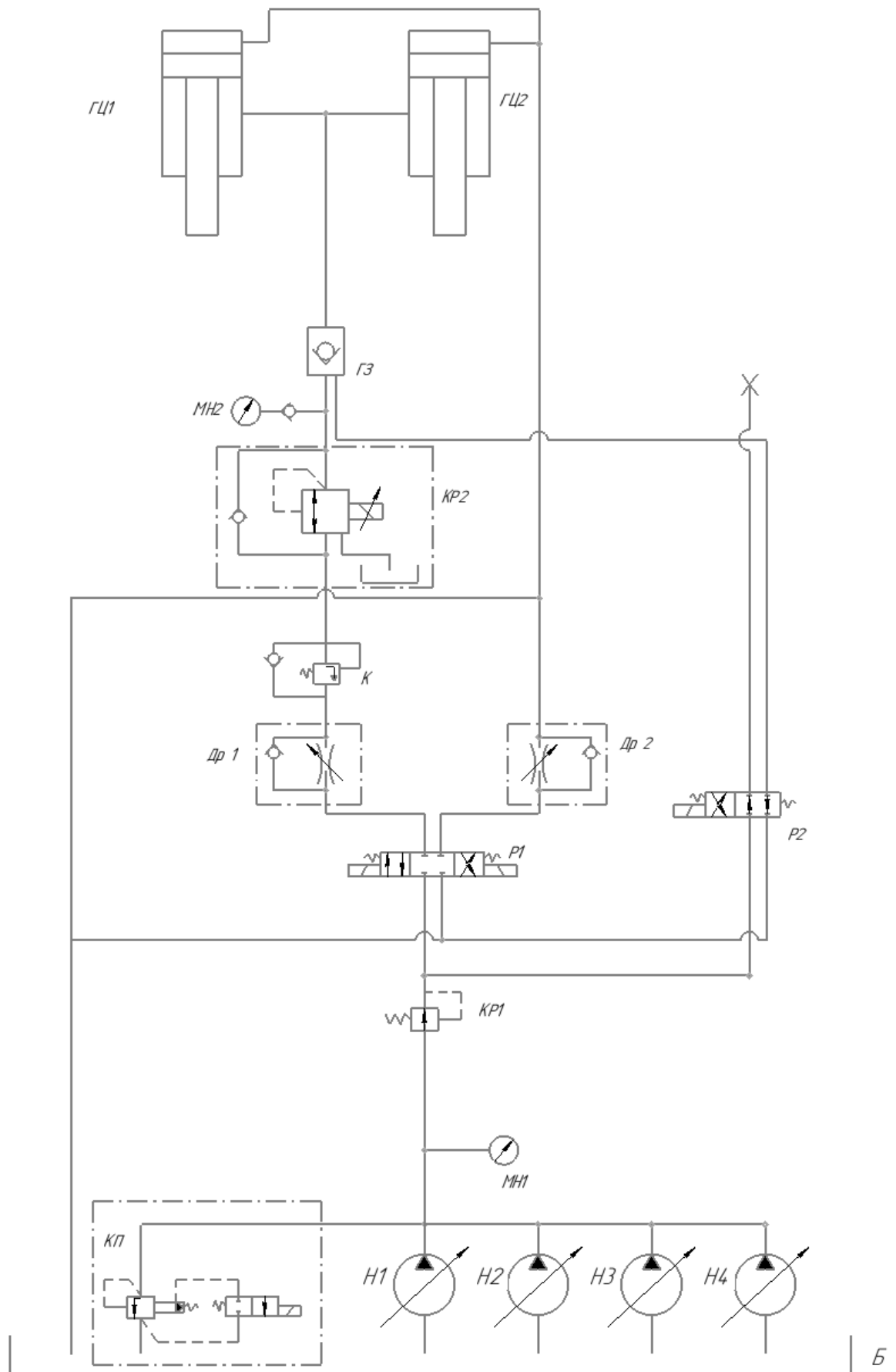


Рисунок 2. Принципиальная схема балансировки верхнего валка чистой клетки

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

1.3 Анализ существующей гидравлической схемы

Технические характеристики гидропривода исходного балансировки верхнего валка чистовой клетки:

1. Насосная установка, состоящая из 4 регулируемых насосов, один из них находится в резерве

Назначение: подача рабочей жидкости в гидросистему.

Состав:

а) Насос

Назначение: Преобразование механической энергии (крутящий момент, частоту вращения) в гидравлическую энергию (объемный расход, давление).

б) Электродвигатель

Назначение: Преобразование электрической энергии (ток) в механическую энергию (крутящий момент, частоту вращения).

в) Гидравлический бак

Назначение: хранение гидравлического масла.

2. Дискретный трехпозиционный распределитель

Назначение: Управление гидроцилиндрами балансировки, предохранение насосов от перегрузок, а также обеспечение подключения в работу насосов и их разгрузку на гидравлический бак.

3. Блок дросселей с обратными клапанами

Назначение: Регулирование скорости гидроцилиндров.

4. Фильтр

Назначение: Очистка рабочей жидкости

5. Манометр

Назначение: Контроль давления в заданных местах гидросистемы

6. Балансировочный клапан

Назначение: Поддержка балансировочного давления, для плавного опускания гидроцилиндров балансировки.

7. Пропорциональный редуцирующий клапан.

									15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						11

Назначение: Установка и поддержка давления в диапазоне 9,5–13 МПа, в зависимости от типа валка.

8. Гидравлический замок

Назначение: Блокировка гидроцилиндра от опускания.

9. Дискретный двух позиционный распределитель

Назначение: Управление блокировкой гидравлического замка

10. Редукционный клапан

Назначение: Настройка давления 14 МПа, подводимой к блоку.

11. Гидроцилиндры

Назначение: Преобразования гидравлической энергии в механическую.

$D = 140$ мм; $d = 90$ мм; $L = 305$ мм.

Существующая гидравлическая схема балансировки верхнего валка чистовой клетки имеет ряд недостатков. Первым недостатком является отсутствие системы плавного торможения штоков гидроцилиндров, что приводит к резкому торможению в конце хода, и быстрому выходу из строя уплотняющих колец, что приводит к утечкам рабочей жидкости. Вторым недостатком является сложность конструкции, конструкция состоит из большого количества элементов, для обслуживания такой гидравлической схемы нужны специалисты высшей категории. Другим недостатком является дороговизна конструкции. Дроссельное регулирование каждого гидроцилиндра, усложняет конструкцию и не позволяет синхронизировать работу гидроцилиндров на необходимом уровне.

1.4 Обзор существующих способов синхронизации гидроцилиндров

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость в одновременном действии нескольких исполнительных гидравлических двигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса. В общем случае выходные звенья гидравлических двигателей не будут перемещаться синхронно: звено гидравлических двигателей, для перемещения которого требуется меньший перепад давления, перемещается быстрее, чем звено гидравлических двигателей, для перемещения которого требуется

									Лист
									12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

больший перепад давления. Возможен также случай, когда выходное звено одного из гидравлических двигателей совсем не будет перемещаться. Системы, устраняющие этот недостаток, называются системами синхронизации. В гидроприводах используются следующие методы синхронизации:

- 1) с использованием регуляторов потока;
- 2) при помощи последовательной сцепки гидродвигателя (гидравлического боуденовского троса);
- 3) следящая система;
- 4) Делителями потока (дроссельного и объемного типов).

Дроссельный способ синхронизации

При дроссельном способе синхронизации используют дроссельные делители потока. На рисунке 3а приведена конструктивная схема дроссельного делителя потока, принцип действия которого основан на выравнивании гидравлических сопротивлений двух гидравлических линий за счет автоматического изменения проходного сечения двух регулируемых гидравлических дросселей.

Рабочая жидкость подводится от насоса к дроссельному делителю потока 1 и через балансные гидравлических дроссели D_1 и D_2 имеющие одинаковые характеристики, попадает в торцовые полости А и Б делителя, между которыми расположен цилиндрический плунжер 2, свободно перемещающийся в корпусе делителя. Смещение плунжера 2 относительно корпуса делителя изменяет проходные сечения регулируемых гидравлических дросселей D_3 и D_4 . Далее рабочая жидкость из полостей А и Б делителя через регулируемые гидравлически дроссели D_3 и D_4 поступает в рабочие полости гидроцилиндров, скорости V_1 и V_2 поршней которых необходимо синхронизировать.

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

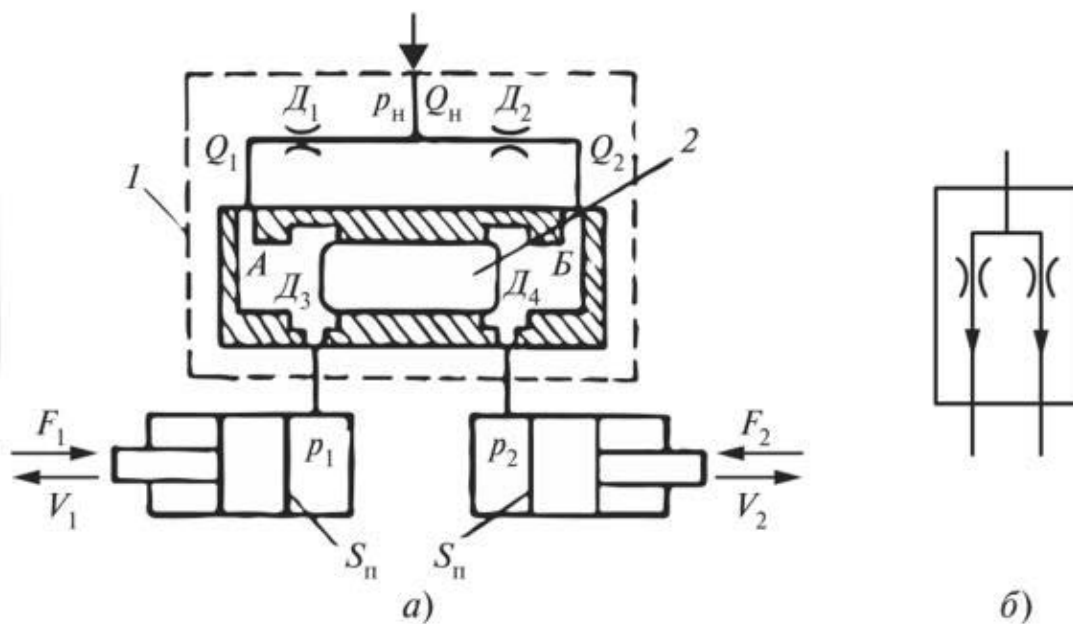


Рисунок 3. Дроссельный делитель потока:

а – конструктивная схема; б – условное обозначение

При равных давлениях p_1 и p_2 в рабочих полостях гидроцилиндров давления в полостях А и Б также одинаковы, плунжер 2 находится в нейтральном положении, при котором регулируемые гидравлические дроссели D_3 и D_4 имеют одинаковое сопротивление.

Деление потока обеспечивается при помощи балансных гидравлических дросселей D_1 и D_2 , где S_1 и S_2 — площади проходных сечений балансных гидравлических дросселей D_1 и D_2 . При $S_1 = S_2$ расходы $Q_1 = Q_2$.

В случае неравенства давлений p_1 и p_2 в рабочих полостях гидроцилиндров возникает соответствующий перепад давления в полостях А и Б на торцовых поверхностях плунжера 2. В результате плунжер 2 смещается из среднего положения, изменяя проходные сечения регулируемых гидравлических дросселей D_3 и D_4 (уменьшается проходное сечение регулируемого дросселя, через который жидкость поступает в гидроцилиндр с меньшим значением необходимого давления, и увеличивается проходное сечение другого регулируемого дросселя). Плунжер 2 перемещается до тех пор, пока в торцовых полостях А и Б давления не станут одинаковыми, а значит, станут одинаковыми и перепады давлений на балансных гидродросселях D_1 и D_2 . В результате

соотношение между расходами Q_1 и Q_2 станет тем же, что и было при равенстве давлений в рабочих полостях гидроцилиндров.

Условное обозначение дроссельного делителя потока приведено на рис. 3б.

Достоинства дроссельного регулирования гидравлического привода;

- 1) простота реализации,
- 2) низкая стоимость,
- 3) возможность плавного регулирования в широком диапазоне.

Недостатки дроссельного регулирования:

- 1) большие потери энергии - низкий КПД;
- 2) нагрев рабочей жидкости, необходимость использования теплообменников;

- 3) возможность применения только при постоянно действующей нагрузке.

Синхронизация с помощью регуляторов потока

Для регулирования в гидросистемах равномерной скорости движения, которая не зависит от внешних нагрузок, а также величины ее скорости используют регуляторы потока. Также их могут называть дросселями с регулятором. Но сравнивая с обычными дросселями, в них содержится специальный регулятор давления. Именно он обеспечивает перепад давления и непрекращающийся расход рабочей жидкости.

Регулятор потока состоит из редуционного клапана, который относится к золотниковому типу и щелевого дросселя. С помощью клапана в дросселе происходит постоянный перепад давления, а вот дозировка рабочей жидкости напрямую зависит от работы этого дросселя. Эта жидкость поступает в полость клапана через отверстие. А далее она через щель и проточку в дросселе отводится в отдельное отверстие, которое предназначено для отвода рабочей жидкости. С помощью действия пружины работает и клапан. А также это сопровождается противодействием давления жидкости, которая подводится к полостям и из них. Независимо от перемены давления в гидросистеме, с усилием сжатия пружины и клапана, который дросселирует жидкость, которая поступает, поддерживает постоянную разность давления до и после регулятора. Также

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

система имеет два отверстия, одно из которых предназначено для присоединения манометра, а второе – для отвода утечки.

Часто с предохранительным клапаном соединяют и регуляторы потока. Такое устройство обеспечивает ровную скорость движения гидродвигателя, контролирует и регулирует величину скорости, а также обеспечивает работу гидросистемы без перегрузок. И это поможет, в крайних случаях, разгрузить гидросистему и насос от лишнего давления, с помощью дистанционного управления. Регулятор потока с предохранительным клапаном имеет свою особенность, благодаря которой можно производить регуляцию давления в системе автоматически, а также изменить внешние нагрузки. Не зависимо от того, меняется ли нагрузка, работа и скорость силового органа зависит только от постоянных перепадов давления в регуляторе потока. А все это происходит именно потому, что на клапан действует давление насоса, а также пружины и давление гидроцилиндра в рабочей полости. Когда меняется давление на выходе, автоматически давление меняется и в насосе. А вся лишняя рабочая жидкость направляется в гидробак. С помощью пружины шарикового клапана определяется максимальное давление в гидрوليнии.

Также есть и регуляторы потока с обратным клапаном. Они используются в самоходных машинах для того, чтобы поддерживать и регулировать скорости движения рабочих органов, которое не зависит от внешних нагрузок, а также для свободного пропуса рабочей жидкости. Такие регуляторы устанавливаются на входе и выходе исполнительного механизма либо параллельно ему. В случае такой установки и использования, давление в насосе постоянное, и для него отрегулирован клапан предохранения. И через это же клапан в бак сливается все ненужная рабочая жидкость, что вызывает затраты силы и мощности. А также, в таком случае, необходимо установить большой гидробак или охлаждающую установку, чтобы держать температуру жидкости под контролем и, если понадобится, остудить ее.

							15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				16

Если регулятор установлен параллельно, то есть на ответвлении, то вся избыточная рабочая жидкость направлена на слив при рабочем давлении, а не максимальном. Регулятор потока, установленный именно так, имеет некоторые преимущества перед установкой на вход и на выход. Но, учитывая получение равных между собой скоростей движения рабочих частей, первый варианты установок считаются лучшими. А объясняется это тем, что на величину скорости совсем не влияют на какую-либо утечку рабочей жидкости, потому что работает он с постоянным давлением, которое устанавливается автоматически настройками предохранительного клапана.

От изменения внешней нагрузки зависит скорость рабочих органов, если регулятор потока был подключен параллельно гидроцилиндру. Потому, включение регулятора на ответвлении можно использовать тогда, когда не нужно строго учитывать скорость перемещения и движения рабочих органов.

В самоходных машинах рекомендуют устанавливать систему регулирования потока на выходе, так как она обеспечит стабильную скорость рабочего органа. В таком случае создается противодействие, которое обеспечивает устойчивое и плавное движение штока гидроцилиндра. В это же время, используют небольшую дозу рабочей жидкости на входе, чтобы трогание с места рабочего аппарата было плавным. Если регулятор установлен выше чем уровень гидравлического бака, то рабочая жидкость может вытекать, когда рабочий механизм находится в положении «стоп».

Недостатком этой схемы является необходимость настройки предохранительного клапана, установленного перед регулятором расхода, на максимально возможное давление в гидродвигателе. В результате насос постоянно работает под максимальным давлением, даже когда гидродвигатель преодолевает небольшую нагрузку. Кроме этого потери мощности при дросселировании потока превращаются в нагрев РЖ, которую необходимо охлаждать для стабилизации теплового режима.

Последовательная сцепка (гидравлического боденовского тросса)

									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

Одним из распространенных способов синхронизации хода гидравлических цилиндров является так называемый «гидравлический боуденовский трос». Применение боуденовского троса связано с определенными затратами.

Два гидроцилиндра одинаковых размеров со сплошными поршневыми штоками последовательно подключаются друг к другу. Благодаря этому второй цилиндр повторяет движение первого цилиндра, на который подается давление насоса. Поскольку обе последовательно включенные полости цилиндров столб жидкости только перемещают, ход цилиндров вследствие внутренних, а возможно и внешних утечек, без подпитки может измениться. На рисунке 2 показано регулирование синхронного хода по принципу боуденовского троса

Во избежание нежелательных последствий такого изменения хода поршней полость «боуденовского троса» с помощью расположенного справа 4/3-распределителя 2 через каждый ход соединяется кратковременно с магистралью подачи насоса или бака.

Неравномерный ход поршня имеет следующие причины:

а) левый цилиндр первым возвращается в верхнее конечное положение и включает концевой выключатель 3.

Причина: недостаток жидкости между цилиндрами.

Способ устранения: с помощью левого концевика 3 включить магнит а гидравлического распределителя 2. Рабочая жидкость будет поступать в магистраль управления до тех пор, пока правый цилиндр также не включит концевой выключатель. Магнит а снова отключается.

б) Правый цилиндр первым возвращается в верхнее конечное положение и включает концевой выключатель 4.

Причина: избыток жидкости между цилиндрами.

Способ устранения: с помощью правого концевика 4 включить магнит б распределителя 2.

										Лист
										18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ					

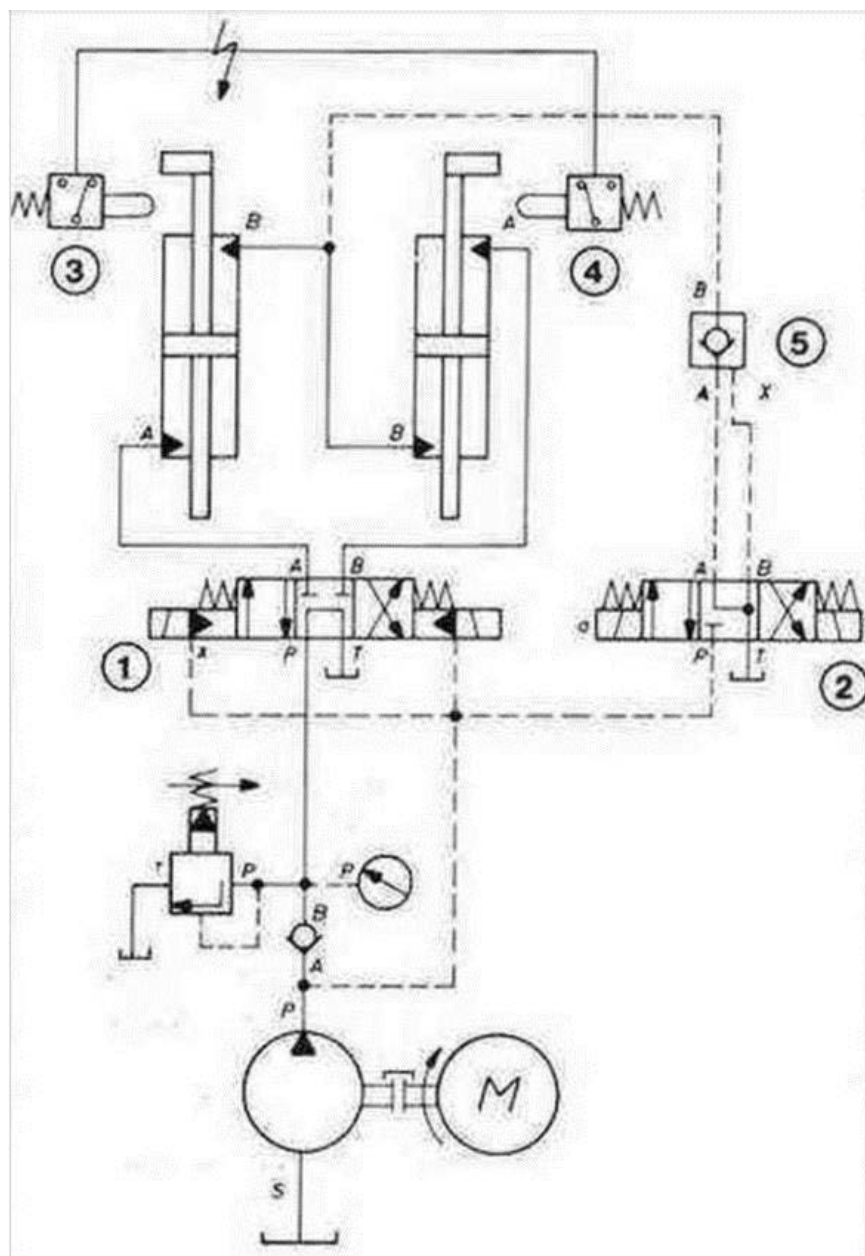


Рисунок 4. Регулирование синхронного хода по принципу боуденовского троса

Этим открывается гидравлически деблокируемый обратный клапан 5 и жидкость стекает до тех пор, пока левый цилиндр также не займет конечное положение.

С помощью левого концевого выключателя 3 магнит *b* отключается. В этом случае синхронность хода поршня зависит не только от количества жидкости между цилиндрами, но и от точности исполнения обоих цилиндров.

Общеизвестен тот факт, что в технике невозможно изготовить две абсолютно одинаковые детали.

Поскольку подпиточный распределитель 2, как правило, имеет золотниковую конструкцию, возникает определенная утечка. Поэтому необходимым условием надежной работы всей системы является установка седельного обратного клапана 5.

Достоинства регулирования синхронного хода по принципу боуденовского троса:

- 1) высокий КПД,
- 2) высокая точность регулирования,
- 3) возможность плавного регулирования в широком диапазоне.

Недостатки дроссельного регулирования:

- 1) сложность конструкции,
- 2) высокая стоимость.

Следящая система

Следящим называется гидропривод, в котором перемещение выходного звена находится в строгом соответствии с величиной управляющего воздействия.

На принципиальной схеме, рисунок 4, изображена система регулирования синхронного хода. На схеме изображены два нижних вала, регулируемых в горизонтальном направлении. Верхний валик регулируется вертикально.

Регулирование синхронного хода осуществляется в обоих направлениях и обеспечивается за счет соединения клапана синхронного хода с подающим трубопроводом перед гидравлическими распределителями 8 и 9. а также путем соединения точек подключения А распределителей со сторонами поршневых штоков соответствующих цилиндров и точек подключения В со сторонами поршней других цилиндров. Обратные дроссельные клапаны 6 и 7 служат для декомпрессии рабочей жидкости при переключении из прессования на обратный ход.

Синхронный ход цилиндров в этой системе обеспечивается за счет того, что рабочая жидкость из опережающего цилиндра поступает во второй цилиндр.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Подача рабочей жидкости в цилиндры 12 и 13 осуществляется отдельно насосами 1 и 2. Таким образом, с самого начала обеспечивается некоторая предварительная дозировка. Кроме того, в этом случае цилиндры не мешают друг другу. Дозировка рабочей жидкости происходит через регулирующий клапан 14.

Регулирующий клапан компенсирует разность рабочей жидкости, которая может возникнуть:

- из-за неодинаковой подачи насосов;
- в результате сжатия рабочей жидкости;
- вследствие неодинаковой утечки в приборах;
- в результате люфтов подшипников машины.

Направление движения цилиндров определяется распределителями 8 и 9. Напорные клапаны 10 и 11 при выдвигении цилиндров выполняют функции клапанов противодействия.

Качество работы клапана синхронного хода в основном зависит от работы системы обнаружения ошибок.

Регулирующий клапан, как изображено на принципиальной схеме, включается с помощью балансера 15.

									Лист
									21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

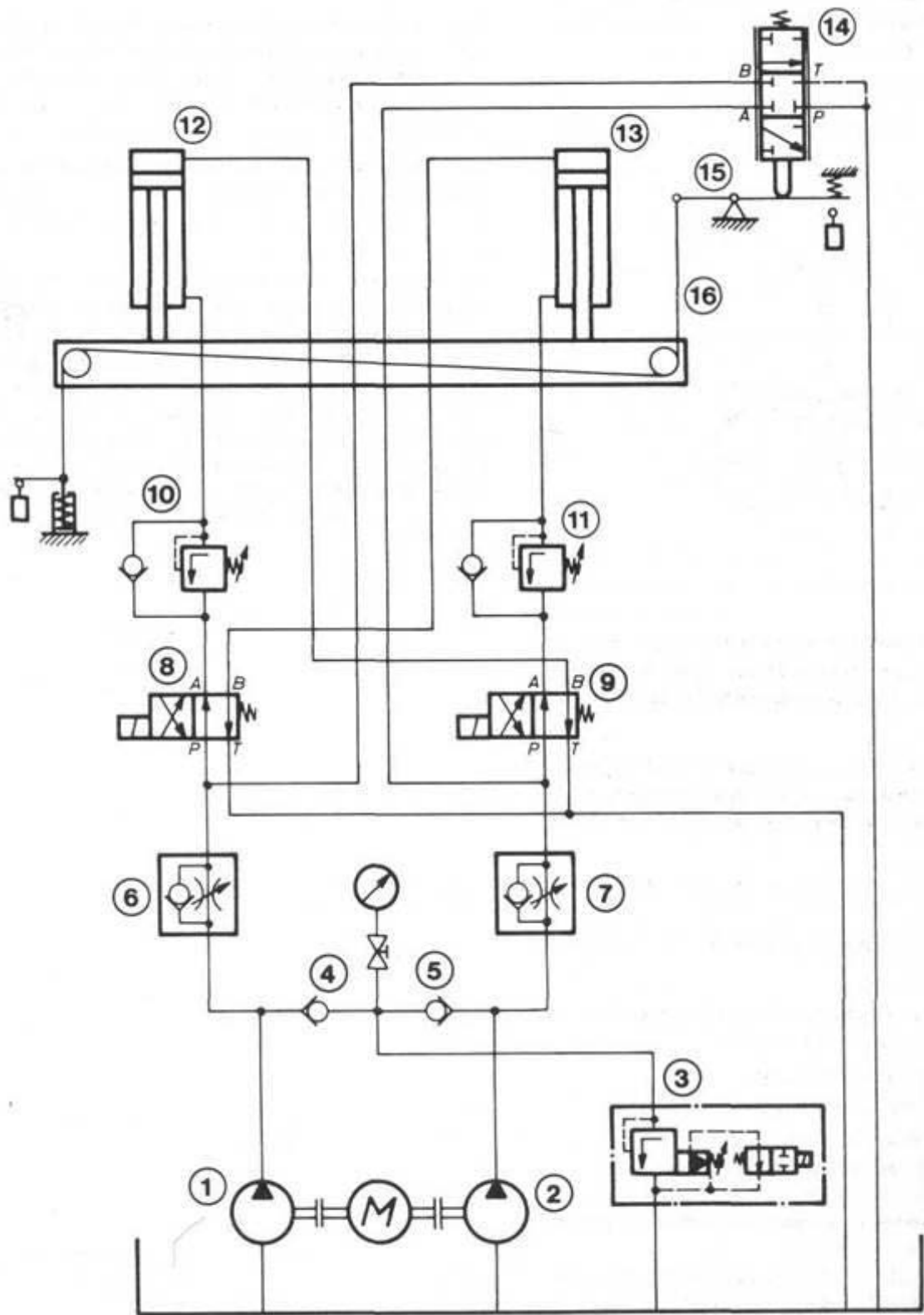


Рисунок 5. Регулирование синхронного хода по принципу бoudenовского троса
 Следящие гидроприводы нашли широкое применение в системах ручного и автоматического управления различными машинами, агрегатами и производственными процессами. В этих системах следящий гидропривод

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.287 ПЗ

используется в качестве гидравлического усилителя мощности – устройства, которое, помимо передачи сигнала управления, обеспечивает одновременное увеличение его мощности за счет использования возможностей гидропривода.

Коэффициент усиления гидроусилителя определяется отношением мощности, реализуемой на выходном звене, к мощности сигнала управления гидроприводом. Величина этого коэффициента практически не ограничена. Например, в системах рулевого управления крупными морскими судами используют гидравлические следящие приводы с коэффициентом усиления до 105, а в системах автоматики в гидроприводах с электрическим управлением – до 107. Такое высокое значение коэффициента усиления достигается за счет очень малой мощности управляющего сигнала. Так, например, мощность входного управляющего сигнала в гидроусилителе с электрическим управлением составляет 0,5–1 Вт, а усилие для перемещения некоторых вспомогательных золотников не превышает 40 мН.

Как и все следящие приводы, следящий гидропривод является автоматическим устройством, которое в соответствии с теорией автоматического управления относится к автоматическим системам с отрицательной обратной связью. Блок-схема такого привода приведена на рисунке 5.

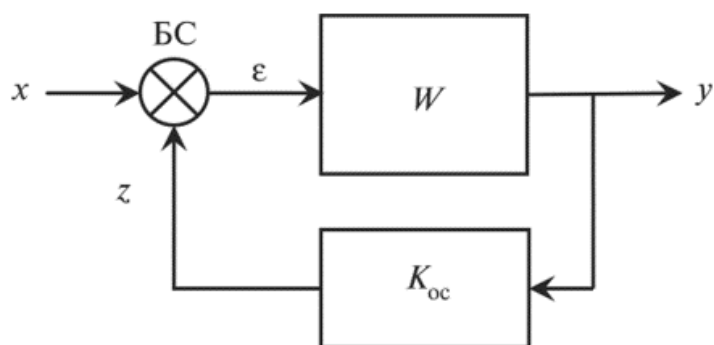


Рисунок 6. Блок-схема следящего привода

В таких системах в блоке согласования БС происходит непрерывное сравнение входного сигнала управления x и сигнала обратной связи z , который формируется на основании величины перемещения выходного звена y :

$$z = K_{oc} \cdot y$$

где K_{oc} – коэффициент усиления цепи обратной связи.

Образующийся в блоке согласования БС сигнал рассогласования в (разность между сигналами x и z) в процессе работы привода постепенно уменьшается, и когда эта разность станет равной нулю, перемещение выходного звена привода прекратится. При этом считается, что следящий привод выполнил свою функцию: его выходное звено переместилось на величину y , пропорциональную величине управляющего сигнала x .

Рассмотрим, как этот принцип автоматического управления реализуется в некоторых следящих гидроприводах.

На рисунке 6 приведена смешанная принципиальная схема следящего гидропривода поступательного движения, использующегося в качестве гидроусилителя руля

колесной транспортной машины. При повороте рулевого колеса, например, по часовой стрелке посредством винтовой подачи 2 золотник 4 дросселирующего гидрораспределителя 3 сместится влево и соединит верхнюю полость гидроцилиндра 8 с напорной гидролинией (p_n), а нижнюю – со сливной гидролинией (p_c).

Под действием потока рабочей жидкости поршень цилиндра 8 начнет перемещаться вниз, поворачивая жестко связанную с ним рулевую тягу 7 и вместе с ней управляемое колесо 6 машины. Поворот колеса 6 будет происходить до тех пор, пока корпус распределителя 3, перемещающийся под воздействием рычагов обратной связи 5, не сместится влево на величину хода, равного смещению золотника 4. При этом вновь перекроются каналы, открывшиеся при изначальном смещении золотника 4 в распределителе 3.

									Лист
									24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

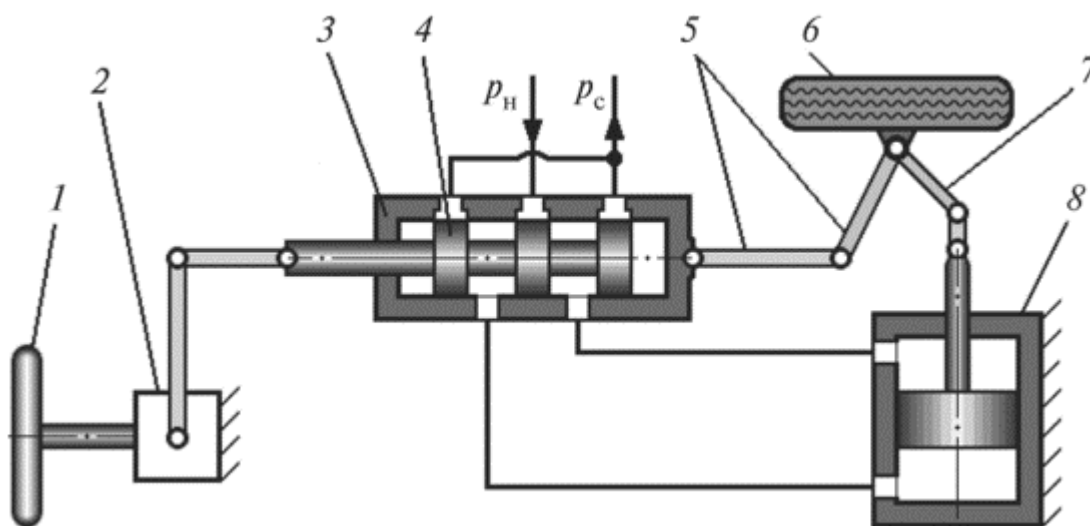


Рисунок 7. Принципиальная схема гидроусилителя руля автомобиля

Итак, в данном случае сравнение сигнала управления (поворот рулевого колеса) и величины угла поворота управляемых колес машины происходит в дросселирующем гидрораспределителе 3. Результатом этого сравнения является некоторое открытие проходных сечений в нем, а, следовательно, определенная величина расхода рабочей жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра 8. Как только площадь проходных сечений в дросселирующем распределителе 3 в результате отработки управляющего сигнала вновь значит, что следящий гидропривод отработал поступивший на него сигнал управления.

Чтобы вернуть управляемые колеса 6 машины в первоначальное положение, необходимо повернуть рулевое колесо 1 на такой же угол против часовой стрелки, в результате чего золотник 4, поршень гидроцилиндра 8, рулевая тяга 7и, следовательно, корпус распределителя 3 возвратятся в исходное положение.

Коэффициент усиления гидроусилителя k_u по силе в этом случае можно выразить в виде отношения $k_u = F/F_y$, где F — усилие, развиваемое поршнем гидроцилиндра 8; F_y – усилие, необходимое для перемещения золотника 4.

Делители потока.

Синхронизация движения гидродвигателей осуществляется с помощью делителя потока. Принцип действия, которого основан на дросселировании.

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

15.03.02.2020.287 ПЗ

В точке М поток разветвляется на два, каждый из которых проходит через постоянный дроссель 1, а затем подводится к гильзе 2 с плавающим поршнем 3. Последний играет роль клапана, перемещаясь в ту или другую сторону, в зависимости от действующей на него разности давлений. Перемещаясь в сторону меньшего давления, например, вправо, поршень 3 уменьшает площадь отверстия 5 и увеличивает площадь отверстия 4. Поршень остановится тогда, когда давление в правой и левой полостях гильзы, а, следовательно, и расходы через эти полости будут одинаковы. А значит скорости выходных звеньев обоих гидроцилиндров будут равны.

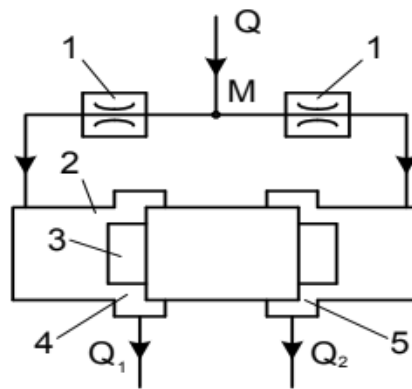


Рисунок 8. Схема делителя потока

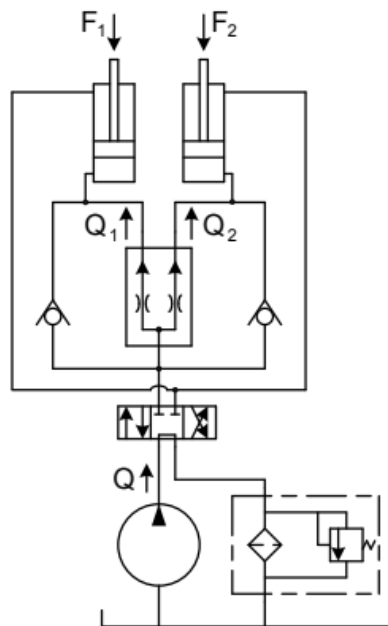


Рисунок 9. Схема синхронизации с применением делителя потока.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2020.287 ПЗ

Лист
26

На рисунке 10 в качестве примера приведена упрощенная схема гидропривода грузоподъемника, в котором с помощью трех дросселей 2 обеспечивается синхронное движение штоков четырех гидроцилиндров при любых значениях сил, действующих вдоль этих штоков.

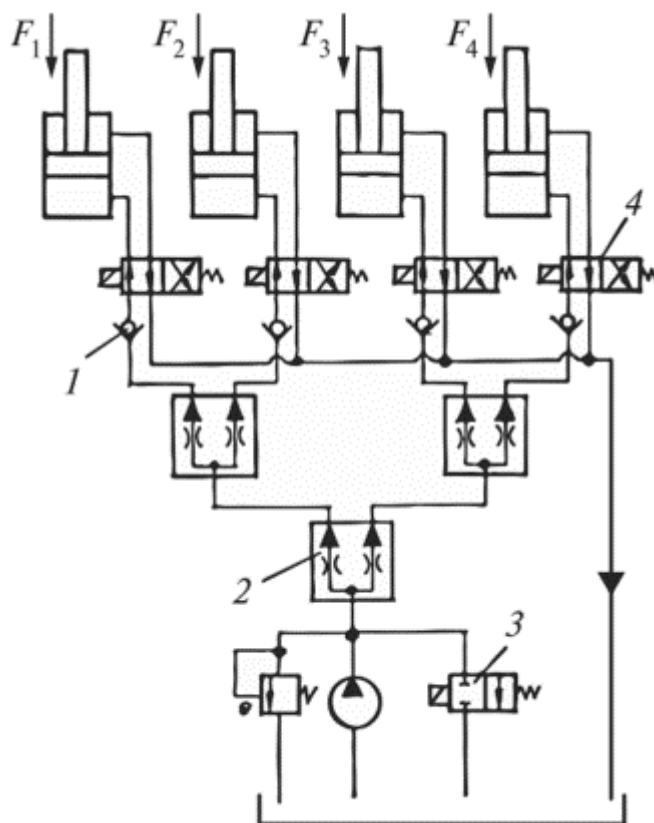


Рисунок 10. Гидропривод с дроссельной системой синхронизации

При подаче управляющего сигнала на электромагниты гидравлических распределителей 3 и 4 штоки гидроцилиндров, преодолевая нагрузки F_1 , F_2 , F_3 и F_4 перемещаются вверх с одинаковыми скоростями благодаря включению в схему трех делителей потока 2. При снятии управляющего сигнала с распределителя 3 происходит разгрузка насоса, поршни гидроцилиндров останавливаются в любом из промежуточных положений, так как бесштоковые полости этих гидроцилиндров оказываются запертыми при помощи обратных клапанов 1.

Для опускания штоков вниз необходимо подать управляющий сигнал на распределитель 3 и снять управляющие сигналы с распределителей 4. В результате этого бесштоковые полости гидроцилиндров соединяются с

гидробаком, а штоковые полости — через дроссельные делители потока с насосом. Поршни гидроцилиндров начинают синхронное движение вниз.

Достоинства регулирования скоростей делителями потока:

- 1) Точность регулирования;
- 2) Соотношение расходов выходных потоков жидкости поддерживается автоматически вне зависимости от изменения давления на любом из выходов;
- 3) Возможность деления потока в зависимости от геометрических параметров гидроцилиндров

Недостатком регулирования скоростей делителями потока является нагрев рабочей жидкости, поэтому необходимо проводить тепловой расчет и устанавливать теплообменник.

Из всех рассмотренных выше вариантов регулирования выбираем регулирование делителями потока дроссельного типа, так как он выгодно отличается от других вариантов, простотой конструкции, надежностью, автоматическим поддержанием потоков жидкости.

Существенным недостатком дросселирующих делителей потока является нагрев жидкости, который решается или увеличением гидравлического бака, или установкой теплообменника.

1.5 Исходные данные для проектирования

Целью проекта является модернизация устройства балансировки верхнего вала чистовой клетки универсального рельсобалочного стана.

Гидропривод должен обеспечить функционирование механизма балансировки верхнего вала чистовой клетки, а именно ее подъем и опускание.

Обеспечить надежную и длительную работу гидропривода, улучшить синхронность работы гидроцилиндров системы балансировки верхнего вала.

Участок чистовой клетки предназначен для финишной прокатки заготовки. Клеть не реверсивная, заготовка прокатывается в одном направлении для придания ей требуемых размеров.

										Лист
										28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ					

Балансировка верхнего валка осуществляется четырьмя гидроцилиндрами по два на каждую сторону, у каждой пары гидроцилиндров свой блок управления.

Узлы гидропривода должны быть доступны для обслуживания и ремонта.

Задачей дипломного проектирования является модернизация устройства балансировки верхнего валка чистовой клетки универсального рельсобалочного стана, путем установке в каждый блок дроссельного делителя потока. Такая модернизация улучшит синхронную работу пары гидроцилиндров.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ

2.1 Описание модернизированной принципиальной гидравлической схемы

Принципиальная схема балансировки верхнего вала чистовой клетки показана на рисунке 11. В нее входит насосная станция, состоящая из 4 регулируемых аксиально-поршневых насосов, производительностью от 0 до 360 л/мин каждый, с номинальным давлением в 300 бар, имеется предохранительный клапан КП1 который стравливает лишнее давление в гидросистеме в гидравлический бак Б, манометр МН1 для контроля давления, далее рабочая жидкость проходит через редукционный клапан КР1 который настраивает давление на 140 бар, после рабочая жидкость попадает в дискретный трехпозиционный распределитель Р1, управляющий гидроцилиндрами балансировки. Блок дросселей с обратными клапанами установленный для каждого гидроцилиндра, для регулирования скорости движения штоков гидроцилиндров, пропорциональный редукционный клапан К, поддерживающий балансировочное давление, для плавного опускания штоков гидроцилиндров, пропорциональный редукционный клапан КР2, поддерживающий давление балансировки в пределах 95-130 бар в зависимости от типа вала, гидравлический замок ГЗ, блокирующий штоки гидроцилиндров от опускания, делитель потока ДП, для синхронизации работы гидроцилиндров, дискретный двухпозиционный распределитель Р2 управляет блокировкой гидравлического замка, далее установлен делитель потока 108 для синхронной работы гидроцилиндров исполнительного органа. На сливе установлен сливной фильтр Ф и теплообменник АТ.

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

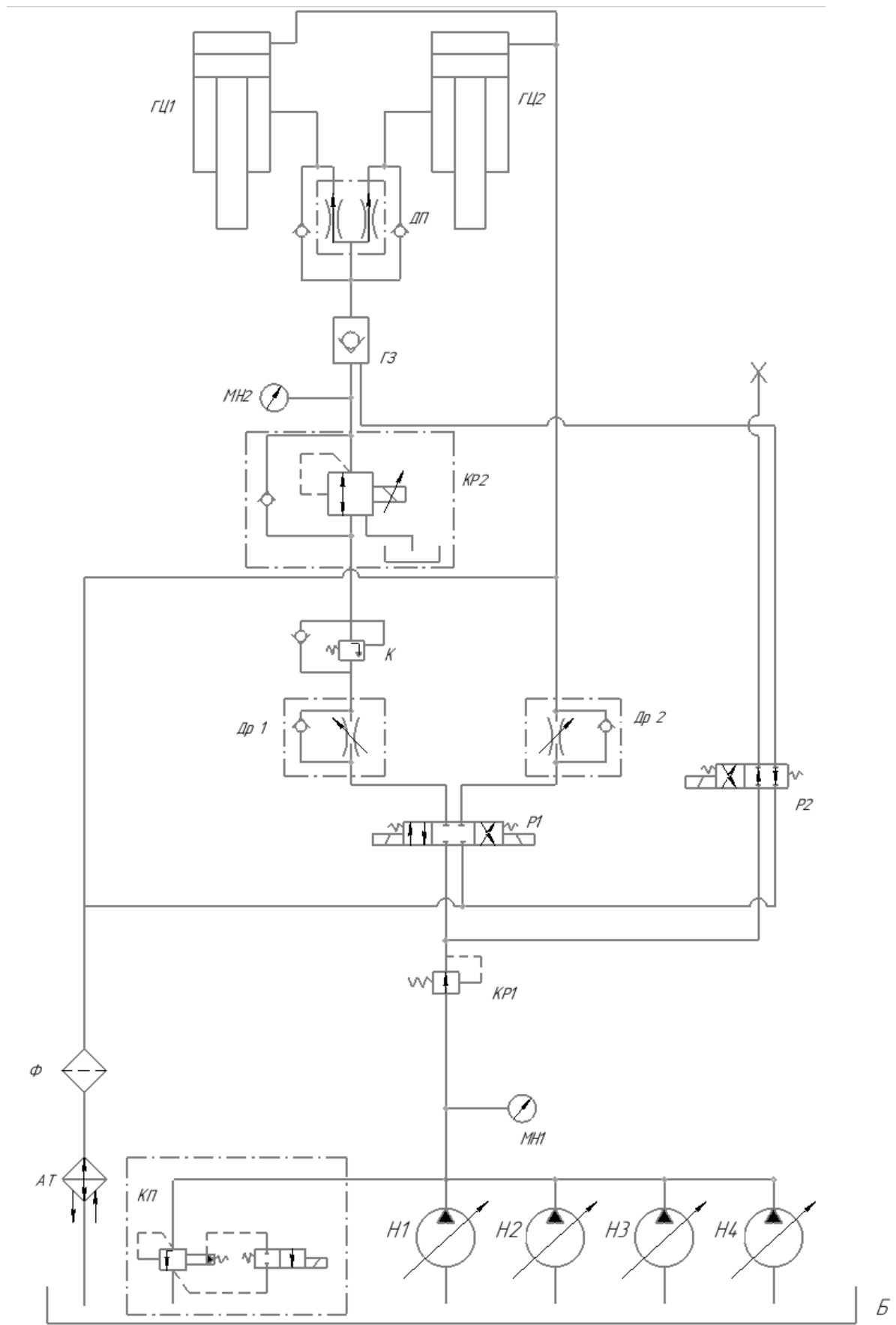


Рисунок 11. Принципиальная схема балансировки верхнего валка чистой клетки

2.2 Расчет параметров гидроцилиндров

2.2.1 Определение усилия, развиваемого гидроцилиндрами

Балансировка верхнего вала осуществляется 4-мя гидроцилиндрами фирмы REXROTH HYDRAULIC CYLINDER CDH2 MP5 140/90/305, давление в гидросистеме составляет 13 МПа, исходные данные:

$D = 140$ мм – диаметр поршневой полости;

$d = 90$ мм – диаметр штоковой полости;

$l = 305$ мм – ход гидроцилиндра;

$p_{\text{ном}} = 13$ МПа – номинальное давление в гидросистеме;

Теоритическая сила, развиваемая гидроцилиндром при выдвигании штока:

$$F_{\text{п}} = p_{\text{пол}} \cdot A_{\text{п}}$$

где $A_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршневой полости, м²;

$p_{\text{пол}}$ – полезное давление в гидросистеме, определим по формуле:

$$p_{\text{пол}} = \eta_{\text{мех}} \cdot p_{\text{ном}} = 0,95 \cdot 13 \text{ МПа} = 12,35 \text{ МПа}$$

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Тогда:

$$F_{\text{п}} = p_{\text{пол}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 12,35 \text{ МПа} \cdot \frac{3,14 \cdot (140 \text{ мм})^2}{4} = 190017 \text{ Н}$$

Теоритическая сила, развиваемая гидроцилиндром при втягивании штока:

$$F_{\text{п}} = p_{\text{пол}} \cdot A_{\text{шт}}$$

где $A_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршневой полости, м²;

$$A_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

Тогда:

$$F_{\text{шт}} = p_{\text{пол}} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 13 \text{ МПа} \cdot \frac{3,14 \cdot ((140 \text{ мм})^2 - (90 \text{ мм})^2)}{4} = 111500 \text{ Н}$$

Общее усилие, развиваемое гидроцилиндрами при подъеме:

$$F_{\text{об}} = 4 \cdot F_{\text{шт}} = 4 \cdot 111500 \text{ Н} = 446000 \text{ Н} = 44,6 \text{ тонн}$$

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

2.2.2 Определение требуемого расхода для движения гидроцилиндров

Скорость движения штока гидроцилиндра при подъеме мм/с:

$$U = 5 \text{ мм/с}$$

Определим необходимую подачу на гидроцилиндр при движении вверх:

$$\begin{aligned} Q_{\text{под}} &= U \cdot A_{\text{шт}} = U \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 5 \frac{\text{мм}}{\text{с}} \cdot \frac{3,14 \cdot ((140\text{мм})^2 - (90\text{мм})^2)}{4} = \\ &= 45137,5 \frac{\text{мм}^3}{\text{с}} = 0,0451 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,7 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} \end{aligned}$$

Определим необходимую подачу на гидроцилиндр при движении вниз:

$$\begin{aligned} Q_{\text{оп}} &= U \cdot A_{\text{шт}} = U \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 5 \frac{\text{мм}}{\text{с}} \cdot \frac{3,14 \cdot (140\text{мм})^2}{4} = \\ &= 76930 \frac{\text{мм}^3}{\text{с}} = 0,0769 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 4,6 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} \end{aligned}$$

2.3. Гидравлические расчеты и подбор аппаратуры

2.3.1. Условные проходы

При расчете условного прохода трубопровода в расчет берется подача которая будет проходить через сечение трубопровода и допустимая скорость потока рабочей жидкости. От выбранного диаметра трубопровода зависят масса, энергетические потери, время срабатывания гидравлического привода. Самое важное необходимо соблюсти условие максимально допустимой скорости рабочей жидкости в трубопроводе. Исходя из расчета получаем минимальное значение трубопровода, которое необходимо округлить вверх до ближайшего диаметра производимой трубы.

Условный проход, м:

$$d_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{max}}}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}}$$

Где $v_{\text{доп}} = 5 \text{ м/с}$ – допустимая скорость потока рабочей жидкости;

Q_{max} - максимальный расход проходящий через трубы, определяем исходя из того, что насосной станции необходимо одновременно питать 4 гидроцилиндра:

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$$Q_{max} = 4 \cdot \max(Q_{под}; Q_{оп}) = 4 \cdot 4,6 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 18,4 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,306 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Определим условные проходы трубопровода для гидроцилиндров:

$$d_y^{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,306 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5}} = 0,0088\text{м} = 8,8\text{мм}$$

Округляем полученные значения до ближайших стандартных значений согласно ГОСТ 355 – 67:

$$d_y^{тр} = 10 \text{ мм}$$

Определим толщину стенки трубы исходя из формулы:

$$\frac{p \cdot d}{2 \cdot \delta} \leq [\sigma]$$

Где $p = 28 \text{ МПа}$ – максимальное давление развиваемое насосной станцией;

$d = 10 \text{ мм}$ – внутренний диаметр трубопровода

δ – толщина стенки;

$[\sigma] = 80 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение материала В20.

Получаем:

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{28\text{МПа} \cdot 10\text{мм}}{2 \cdot 80\text{МПа}} = 1,75 \text{ мм}$$

Принимаем толщину стенки $\delta = 2 \text{ мм}$

Применяем стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75.

Труба $\frac{10 \times 2 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{В ГОСТ } 8733 - 74}$

2.3.2. Подбор гидроаппаратуры

Редукционный клапан. Давление на входе в клапан составляет 28 МПа, клапан перенастраивает давление на 14 МПа.

Расход проходящий через редукционный клапан:

$$Q_{max} = 18,4 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,306 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

						15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			34

Подбираем редукционный клапан фирмы Bosch Retroth двух ходовой редукционный клапан давления с прямым управлением.

Технические характеристики:

Максимальное рабочее давление	Главный порт Ø	бар	400	
	Главный порт Ø	бар	315	
			Номинальное давление В А	Регулируемое минимальное давление в А
Максимальное установленное давление ¹⁾	Номинальное давление 100 бар	бар	100	10
	Номинальное давление 210 бар	бар	210	20
	Номинальное давление 315 бар	бар	315	30
Максимальный расход		л / мин	25	
Максимально допустимая утечка в приложении / системе		л / мин	1.5	
Гидравлическая жидкость			смотрите таблицу	
Диапазон температур рабочей жидкости		°C	-20 ... +80	
Диапазон вязкости ²⁾		mm ² /s	5 ... 1000	
Максимально допустимая степень загрязнения рабочей жидкости ³⁾			Класс 20/18/15 согласно ISO 4406 (с)	

Дискретный трехпозиционный распределитель. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через распределитель:

$$Q_{max} = 2 \cdot \max(Q_{под}; Q_{оп}) = 2 \cdot 4,6 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 9,2 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,153 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Максимальное давление после редукционного клапана составляет:

$$p = 14 \text{ МПа}$$

Подбираем дискретный трехпозиционный распределитель фирмы Bosch Retroth M-SED10 1X350.

Технические характеристики:

										Лист
										35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ					

Размер			10
Максимальное рабочее давление	Порт Р	бар	350
	Порт А	бар	350
	Порт В	бар	350
Максимальный расход		л / мин	40
Гидравлическая жидкость			смотрите таблицу
Диапазон температур рабочей жидкости	Пломбы NBR	°C	-30 ... +80
	Уплотнения ФKM	°C	-20 ... +80
Диапазон вязкости		mm ² /s	2.8 ... 500
Максимально допустимая степень загрязнения рабочей жидкости, класс чистоты согласно ISO 4406 (с) ¹⁾			Класс 20/18/15 согласно ISO 4406 (с)

Блок дросселей с обратными клапанами. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через распределитель:

$$Q_{max} = 9,2 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,153 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Максимальное давление после редукционного клапана составляет:

$$p = 14 \text{ МПа}$$

Подбираем 2 дросселя с обратными клапанами фирмы OLEDDINAMICA MARCHESINI V0540 VRF 1/4”.

Технические характеристики:

Код Oleodinamica Marchesini	Обозначение	Расх. макс. л/мин	Давление макс. бар	Давление открытия, бар
V0540	VRF 1/4"	20	300	0,5
V0550	VRF 3/8"	45	300	0,5
V0560	VRF 1/2"	70	300	0,5
V0570	VRF 3/4"	110	250	0,5
V0580	VRF 1"	160	250	0,5
V0578	VRF 1 1/4"	210	230	0,5
V0579	VRF 1 1/2"	280	230	0,5

Балансировочный клапан. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через распределитель:

$$Q_{max} = 9,2 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,153 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Максимальное давление после редукционного клапана составляет:

									Лист
									36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

$$p = 14 \text{ МПа}$$

Подбираем балансировочный (тормозной) клапан фирмы ПРОМСНАБ VOSL/N78.

Технические характеристики:

Наименование	Номин. расход л/мин	Максимальное давление (бар)
VOSL/N78	40	350

Пропорциональный редуционный клапан. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через распределитель:

$$Q_{max} = 9,2 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,153 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Максимальное давление после редуционного клапана составляет:

$$p = 14 \text{ МПа}$$

Подбираем пропорциональный редуционный клапан фирмы ИНТЕРПРОМТЕХНИКА типа PDM 11 42/130

Технические характеристики:

Размер	11
Расход	12
Q_{max} (л/мин)	
Диапазон давление:	41: 80
P_{maxA} (атм)	42: 130
	43: 200
	44: 320
Размер портов ¹⁾ (BSPP)	G 1/4
Расход утечек	< 0.5
$Q_{утечек}$ (л/мин)	

Гидравлический замок. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через распределитель:

$$Q_{max} = 9,2 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,153 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Максимальное давление после редуционного клапана составляет:

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$p = 14 \text{ МПа}$$

Подбираем гидравлический замок фирмы МТС типа VPSE02.

Технические характеристики:

Производитель:	МТС (ИТАЛИЯ)
Двух/односторонний:	односторонний
Максимальное давление:	350 бар
Номинальный расход:	35 л/мин
Передаточное отношение:	1:7
Давление открытия:	4 бар
Размер резьбы:	G3/8
Особые свойства:	-
Аналог:	A050401.01.00 (HBS)
Масса:	0.53 кг/шт

Манометр. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через распределитель:

$$Q_{max} = 18,4 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,306 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Максимальное давление после редуционного клапана составляет:

$$p = 28 \text{ МПа}$$

Подбираем манометр ПМ2.2-С320 ТУ2-053-1707-84Е.

Технические характеристики:

Модель переключателя манометра	Давление на входе, МПа		Количество точек замера	Суммарная утечка масла, см ³ /МИН	Вес, кг
	номинальное	максимальное			
ПМ2-1-320	32	35	2	50	1,35
ПМ2-1-С320			2		
ПМ2-2-320			2		
ПМ2-2-С320			2		
ПМ6-320			6		1,5
ПМ6-С320			6		1,7

Сливной фильтр позволяет обеспечить тонкую фильтрацию рабочей жидкости на сливе. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через распределитель:

$$Q_{max} = 18,4 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,306 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Выбираем фильтр 25-125-1К.

Обозначение	Условный проход, мм	Присоединение	Тонкость фильтрации, мкм	Номинальный расход, л/мин	Масса, кг
Фильтр 10-80-1К (10-80-1М)	10	К3/8" (M16x1,5)	80	10	2,1
Фильтр 16-80-1К (16-80-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		16	2,1
Фильтр 25-80-1К (25-80-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		25	4,5
Фильтр 40-80-1К (40-80-1М)	20	К3/4" (M27x2)		40	5,12
Фильтр 16-125-1К (16-125-1М)	10	К3/8" (M16x1,5)	125	16	2,1
Фильтр 25-125-1К (25-125-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		25	2,15
Фильтр 40-125-1К (40-125-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		40	4,5
Фильтр 63-125-1К (63-125-1М)	20	К3/4" (M27x2)		63	5,12
Фильтр 10-80-2	10	Встраиваемое	80	10	1,47
Фильтр 16-80-2	16			16	1,53
Фильтр 25-80-2	16			25	3,15
Фильтр 40-80-2	20			40	3,57
Фильтр 16-125-2	10	Встраиваемое	125	16	1,47
Фильтр 25-125-2	16			25	1,53
Фильтр 40-125-2	16			40	3,15
Фильтр 63-125-2	20			63	3,57

Параметры гидроцилиндров фирмы REXROTH HYDRAULIC CYLINDER CDH2 MP5 140/90/305, давление в гидросистеме составляет 13 МПа, исходные данные:

$D = 140\text{мм}$ – диаметр поршневой полости;

$d = 90\text{мм}$ – диаметр штоковой полости;

$l = 305\text{мм}$ – ход гидроцилиндра;

Подбор делителя потока. Исходными данными для подбора являются:

Расход проходящий через делитель потока:

$$Q_{max} = 9,2 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,153 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{С}}$$

Максимальное давление после редуционного клапана составляет:

$$p = 14 \text{ МПа}$$

Подбираем делитель потока фирмы Bosch Retroth RV-2D 43.

Технические характеристики:

									Лист
									39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

Гидроамер З См /об	СС Код	Макс. Давление бар	Скорость потока в одной секции литров в минуту		
			МИН.	РЕКОМЕНДУЕМАЯ	МАКС
4	41	21 0	4,8	7,6	10
6	43	21 0	7,2	10,8	15
9	45	21 0	10,8	15,1	22,5
11	47	21 0	13,2	19,4	27,5
14	49	200	16,8	25,9	35
17	51	200	20,4	30,2	42,5
19	53	1 90	22,8	34,6	47,5
22	55	1 80	26,4	41	55
26	57	1 60	31,2	45,4	65
30	59	1 60	36	54	75
34	61	1 40	40,8	61,6	85
40	63	1 30	48	71,3	100

2.3.3 Выбор рабочей жидкости

Основная функция рабочих жидкостей для гидравлических систем – передача механической энергии от ее источника к месту использования с обеспечением изменения величины или направления приложенной силы. Гидравлический привод не может действовать без жидкой рабочей среды, являющейся необходимым конструкционным элементом любой гидравлической системы. В постоянно совершенствующихся конструкциях гидравлических приводов отмечаются следующие тенденции:

- Повышение рабочих давлений и связанное с этим расширение верхних температурных пределов эксплуатационных жидкостей.
- Сокращение общей массы привода или увеличение отношений передаваемых мощности к массе, что обуславливает более интенсивную эксплуатацию рабочей жидкости.
- Уменьшение рабочих зазоров между деталями рабочего органа, выходной и приемной полостей гидравлической системы, что ужесточает требования к чистоте рабочих жидкостей.

С целью удовлетворения требований, продиктованных указанными тенденциями развития гидравлических приводов, современные рабочие жидкости для них должны:

- Иметь оптимальный уровень вязкости и хорошие вязкостно-температурные характеристики в широком диапазоне температур, т.е. высокий индекс вязкости, или пологую вязкостно-температурную кривую.

									Лист
									40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

- Отличаются высоким антиокислительным потенциалом, а также термической и химической стабильностью, обеспечивающей длительную беспрерывную работу жидкости.

- Защищать детали гидропривода от коррозии.
- Обладать хорошей фильтруемостью.
- Иметь необходимые деэмульгирующие и антипенные свойства.
- Характеризоваться высокой смазочной способностью, необходимым

противоизносным и противозадирным потенциалом.

- Быть совместимой с резинами, эластомерами и другими уплотнительными материалами.

- Малым удельным весом.
- Высоким модулем объемного сжатия.
- Высокой удельной теплоемкостью.
- Нетоксичностью жидкости и продуктов ее разложения.
- Малой упругостью паров.
- Пожаробезопасностью (стойкостью к воспламенению).
- Высокими изолирующими и диэлектрическими свойствами.
- Прозрачностью или отличительной окраской.
- Отсутствием неприятного запаха.
- Недефицитностью и низкой стоимостью исходных материалов для производства рабочей жидкости.

Большинство товарных сортов гидравлических масел вырабатываются на основе хорошо очищенных базовых компонентов, получаемых из ряда нефтяных фракций с использованием современных технологических процессов экстракционной и гидрокаталитической очистки. Наряду с этим ряд низкозастывающих масел получают глубокой сернокислотной очисткой (деароматизацией) легких фракций малопарафинового нефтяного основания.

									Лист
									41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

Физико-химические и эксплуатационные свойства современных гидравлических жидкостей улучшаются при введении в них функциональных присадок – антиокислительных, антикоррозионных, противоизносных, противозадирных и других. Следует особо отметить стремление к улучшению противоизносных свойств, вызванное включением в новые конструкции гидроприводов интенсифицированных насосов. Наибольшее распространение в качестве противоизносной присадки для массовых сортов гидравлических масел диалкилдитиофосфаты металлов (в основном, цинка) или их «беззольные» варианты (аминные соли и сложные эфиры дитиофосфатной кислоты). Влияние этой присадки значительно уменьшает износ пар трения.

Большинство элементов гидравлической системы смазываются рабочей жидкостью в гидродинамическом режиме, поэтому вязкость имеет доминирующее значение для определения уровня смазочной способности жидкости. Однако при подборе гидравлической жидкости с большей вязкостью необходимо учитывать, что использование такой жидкости неминуемо ведет к излишним затратам энергии на преодоление сопротивления, создаваемого пленкой масла, движению одной поверхности трения по отношению к другой. Исходя из этих противоположных моментов подбор гидравлической жидкости по уровню вязкости, всегда представляется компромиссным. При подборе рабочей жидкости по вязкости необходимо учитывать также рабочее давление в системе.

При выборе гидравлической жидкости, используемой в гидроприводах станков и металлургического оборудования необходимо учитывать особенности работы машин:

- Холодный пуск.
- Часто чередующийся пуск-останов.
- Соответствие условиям экологии.
- Обладать безвредностью, не дефицитностью и низкой стоимостью.

										Лист
										42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ					

Для рассматриваемого гидропривода с учетом выше сказанного наиболее подходит в качестве рабочей жидкости масло гидравлическое ИГП-38 (ТУ 38 101413-73), (обозначение по ГОСТ 174794-87 ИГС-68). Рекомендовано для применения в гидравлических системах промышленного оборудования.

Краткие характеристики масла

Масло гидравлическое ИГП-38 (ТУ 38 101413-73), (обозначение по ГОСТ 174794-87 ИГС-68) – дистиллятные, остаточные и смеси дистиллятных и остаточных легированных масел, глубокой селективной очистки из сернистых нефтей с антиокислительной, противозадирной и противопенной присадками. Функциональные свойства улучшены также противоизносной и антикоррозионной присадками. Предназначено для эксплуатации в качестве рабочей жидкости в гидравлических системах современных металлорежущих станков, автоматических линий, тяжелых прессов и другого промышленного оборудования.

При условии правильной эксплуатации и своевременного обслуживания все гидрооборудование отработает весь срок службы.

Для масел ИГП нормируют:

- Внешний вид – однородная прозрачная жидкость.
- Кислотное число 0,6–1,0 мг КОН/г.
- Число омыления 0,8–2,5 мг КОН/г.
- Поверхностное натяжение < 28 мН/м.
- Зольность < 0,2%.
- Содержание механических примесей и фенола – отсутствует.
- Содержание воды – следы.
- Старение в горячем состоянии.
- Увеличение кислотного числа после окисления < 0,35 мг КОН/г.
- Способность к влагостойкости – выдерживает.
- Допускается применение депрессора – ПМА «Д» до 0,03%

										Лист
										43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ					

Таблица 2 Характеристика масла ИГП-38

Показатель	ИГП-38 (ИГС-68)
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$, не более	890
Вязкость кинематическая, $\text{мм}^2/\text{с}$, при -40°C	55 – 65
Индекс вязкости, не менее	90
Кислотное число масла, $\text{мг KOH}/\text{г}$, не более	1,5
Стабильность после окисления, содержание осадка после окисления, %, не более	0,05
Зольность, %, не более	0,2
Цвет, ед. ЦТН, не более	4
Температура, $^\circ\text{C}$: - Вспышки, не ниже - Застывания, не ниже	210
Коксуемость, %, не более	0,24
Содержание в %: - Цинка, не менее - Общей серы, не более	0,04 0,9
Плотность при 20°C , $\text{кг}/\text{см}^3$, не более	865
Склонность к пенообразованию / стабильность пены, см^3 , не более: - при 24°C - при 94°C - при 24°C после испытания при 94°C	50 / 5 50 / 5 50 / 5
Диапазон рабочих температур, $^\circ\text{C}$	-42 ... +35

3 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

3.1 Расчет установившейся температуры в баке

Потери мощности в гидроприводе приводят к разогреву масла.

Примем допустимую температуру масла $T_{\text{доп}}=55^{\circ}\text{C}$ [4]

При установившемся тепловом режиме гидропривода:

$$T_{\text{доп}} \geq T_{\text{уст}}$$

где $T_{\text{уст}}$ – установившаяся температура масла, определим исходя из формулы:

$$T_{\text{уст}} = \frac{\Delta N}{k \cdot A_{\text{сум}}} + T_{\text{окр}}$$

где ΔN – потери мощности в гидроприводе, Вт;

$A_{\text{сум}}$ – суммарная площадь поверхности гидропривода, м^2 ;

k – коэффициент теплопередачи элементов гидропривода от рабочей жидкости в окружающую среду, принимаем равным $k = 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$;

$T_{\text{окр}}$ – температура окружающей среды, принимаем равной 24°C .

Потери мощности определим по следующей формуле:

$$\Delta N = N_3 - N_{\text{п}}$$

где N_3 – затрачиваемая мощность, определим по формуле, кВт:

$$N_3 = \frac{Q \cdot p}{612 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{V}}}$$

где $Q = 18,4 \frac{\text{лит}}{\text{мин}}$ – подача необходимая для работы 4 гидроцилиндров;

$p = 130$ бар – давление в гидравлической системе;

$\eta_{\text{м}} = 0,95$ – механический КПД;

$\eta_{\text{V}} = 0,95$ – объемный КПД;

Получаем:

$$N_3 = \frac{18,4 \cdot 130}{612 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 4,33 \text{ кВт}$$

где $N_{\text{п}}$ – полезная мощность, определим по формуле, кВт:

$$N_{\text{п}} = F_{\text{об}} \cdot U$$

где $F_{\text{об}}$ – усилие развиваемое 4 гидроцилиндрами;

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$U = 0,005 \text{ м/с}$ – скорость гидроцилиндров;

Получаем:

$$N_{\text{п}} = 446000\text{Н} \cdot 0,005\text{м/с} = 2230\text{Вт} = 2,23 \text{ кВт}$$

$$\Delta N = 4,33\text{кВт} - 2,23\text{кВт} = 2,1\text{кВт}$$

Суммарная площадь поверхности гидропривода:

$$A_{\text{сум}} = A_{\text{апп}} + A_{\text{тр}} + 4 \cdot A_{\text{ГЦ}} + A_{\text{бак}}$$

где $A_{\text{апп}}$ – площадь поверхности аппаратуры, примем 1 м^2 ;

$A_{\text{тр}}$ – площадь поверхности трубопроводов, определим по формуле:

$$A_{\text{тр}} = L_{\text{тр}} \cdot \pi \cdot d = 50\text{м} \cdot 3,14 \cdot 0,01\text{м} = 1,57\text{м}^2$$

$A_{\text{ГЦ}}$ – площадь поверхности гидроцилиндров, определим по формуле:

$$A_{\text{ГЦ}} = L_1 \cdot \pi \cdot D + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,5\text{м} \cdot 3,14 \cdot 0,14\text{м} + \frac{3,14 \cdot (0,14\text{м})^2}{2} = 0,25\text{м}^2$$

$A_{\text{бак}}$ – расчетная площадь бака, для практических расчетов принимаем:

$$A_{\text{бак}} = 6,4 \cdot \sqrt[3]{V_6^2}$$

V_6 – объем бака, принимаем исходя из того, что он равен объему жидкости, которую перекачивает насос за 2...4 минуты:

$$V_6 = 4 \cdot Q = 4\text{мин} \cdot 18,4 \frac{\text{лит}}{\text{мин}} = 73,6 \text{ лит}$$

Принимаем $0,1 \text{ м}^3$.

$$A_{\text{бак}} = 6,4 \cdot \sqrt[3]{0,1^2} = 0,64\text{м}^2$$

Получаем суммарную площадь:

$$A_{\text{сум}} = 1\text{м}^2 + 1,57\text{м}^2 + 4 \cdot 0,25\text{м}^2 + 0,64\text{м}^2 = 4,21\text{м}^2$$

Теперь найдем установившуюся температуру в баке формуле:

$$T_{\text{уст}} = \frac{2100\text{Вт}}{8 \cdot 4,21} + 25^\circ\text{C} = 87,3^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{уст}} > T_{\text{доп}}; 87,3^\circ\text{C} > 55^\circ\text{C}$$

Установившаяся температура превышает допустимую, следовательно, нужна система охлаждения.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

3.2 Выбор системы охлаждения

Для начала нам необходимо определить относительную величину отводимого тепла q (Вт/°C):

$$q = \frac{\Delta N}{T_{уст} - T_{окр}} = \frac{2100 \text{ Вт}}{87,3^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}} = 33,7 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C}}$$

Из каталога фирмы Пневмакс, был выбран теплообменник воздушного типа SS400107A-PE.

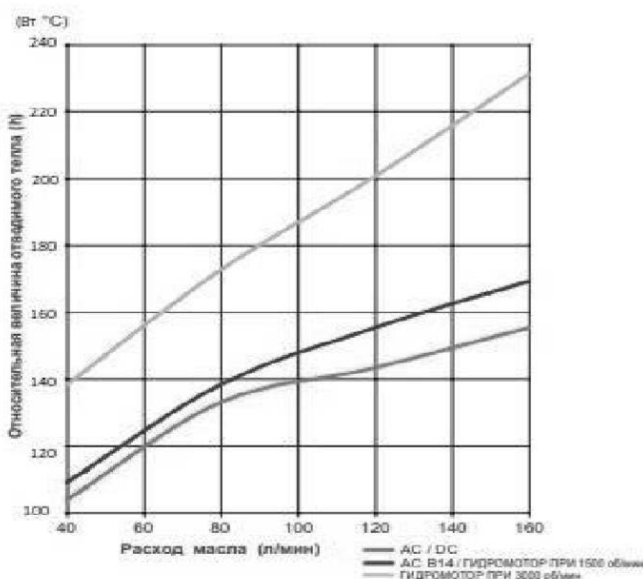


Рисунок 13. График теплоотводящей способности теплообменника

По графику на рисунке 13 можно увидеть, что для отвода $q=33.7$ Вт/°C нам необходима частота вращения гидромотора 1500 об/мин и расход через теплообменник 40 л/мин. Место установки теплообменника на сливе, на рисунке 14 изображено условное обозначение теплообменника.

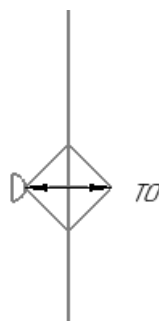


Рисунок 14. Условное обозначение теплообменника

9. Если уплотнители хранились при отрицательных температурах перед монтажом их следует выдержать в течение суток при $t^{\circ}\text{C} = 20$. С или в течении одного часа при $t^{\circ}\text{C} = 50^{\circ}\text{C}$.

10. При монтаже уплотнителей следует использовать монтажные приспособления указанные в эксплуатационной документации.

11. Уплотнители должны быть установлены без перекосов, скручивания и механических повреждений.

12. При монтаже гидропривода следует применять только штатный инструмент. При необходимости следует использовать торировочные ключи.

13. Перед пробным пуском после монтажа необходимо провести следующие работы:

13.1. Проверить по схеме правильность соединения трубопроводов.

13.2. Проверить затяжку соединений трубопроводов, а также затяжку крепления к стыковым поверхностям гидроустройств.

13.3. Проверить крепление насосов, гидродвигателей и другого гидрооборудования.

13.4. Полностью ослабить регулировочные пружины предохранительных клапанов (за исключением случаев, когда предохранительные клапаны отрегулированы и опломбированы или заперты замком на заводе изготовителе).

13.5. Проверить правильность подключения заземления.

13.6. Залить рабочую жидкость в гидробак до требуемого уровня, а также в насосы и гидромоторы (если это предусмотрено эксплуатационной документацией).

13.7. Открыть воздухопускные устройства, а при их отсутствии ослабить соединение трубопроводов указанных в руководстве по эксплуатации.

13.8. Кратковременным включением проверить правильность направления вращения электродвигателей и насоса.

13.9. Включением насоса заполнить гидросистему рабочей жидкостью.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		50

13.10. При кратковременной работе гидропривода удалить воздух из гидросистемы, после чего закрыть воздухопускные устройства и долить рабочую жидкость в гидробак до требуемого уровня.

14. После проведения работ в соответствии с указанными пунктами проводят пусконаладочные работы объём и последовательность которых указаны в эксплуатационной документации.

15. Настройку максимального давления гидропривода производят предохранительными клапанами или регуляторами давления насосов. Значение давления настройки должно быть указано в эксплуатационной документации.

16. По окончании отладки гидропривода в наладочном режиме его работу проверяют в рабочем режиме в соответствии с техническим циклом. После чего следует законтрить и опломбировать органы управления.

17. При выполнении пусконаладочных работ следует провести промывку гидросистемы в течении времени указанного в эксплуатационной документации но не менее 8 часов для систем со следящим приводом и не менее 4 часов для остальных систем.

18. Гидропривод принимают в эксплуатацию на основании анализа пробного пуска; обеспечивают безопасность эксплуатации и комплектации гидропривода.

4.2 Запуск гидропривода в эксплуатацию

1. Заполнить бак маслом с соблюдением рекомендаций.

2. Ослабить регулировочный винт предохранительного клапана.

3. Проверить положение рабочих органов и распределителей. Поставить распределители в положение, обеспечивающее поджим рабочих органов к упору. Поскольку при первоначальном запуске возможны любые случайные движения рабочих органов, следует установить упоры, тщательно наблюдать за движением каждого рабочего органа в момент запуска, предварительно установив их в не опасной зоне.

4. Провернуть рукой вал насоса на несколько оборотов.

										Лист
										51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ					

5. Запустить толчком приводной электродвигатель, проверив правильность направления вращения.

6. Проверить наличие давления при включении насосной установки.

7. Устранить наружные утечки.

8. Начать работу на низком давлении.

9. Выпустить воздух из верхних частей трубопроводов и гидродвигателей.

10. Проверить уровень масла в баке, при необходимости долить масло.

11. Промыть гидросистему.

12. Установить нормальное давление в гидросистеме.

13. Переключая распределители, проверить полный ход всех рабочих органов.

14. Убедиться, что на поверхности масла в баке нет пены. Если пена имеется, проверить уплотнения вала насоса, герметичность всасывающего и сливного трубопроводов, а также глубину погружения концов трубопроводов ниже уровня масла в баке на 4 – 5 их диаметров, увеличить подпор сливной линии, установить в напорной линии обратный клапан, исключающий возможность слива масла из гидросистемы при её остановке, изменить конструкцию бака с целью улучшения деаэрации.

15. Произвести регулировку аппаратов на заданные режимы работы.

16. Подключить схему электроавтоматики.

17. После 1.5–2 часов работы в заданных режимах определить установившуюся температуру масла, при перегреве проверить устройства разгрузки и систему охлаждения.

18. Проверить расход масла через дренажную линию.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью дипломного проекта являлась модернизация устройства балансировки верхнего вала чистовой клетки универсального рельсобалочного стана. Путем установки в каждый блок дроссельного делителя потока, для улучшения синхронной работы пары гидроцилиндров

В ходе работы были выполнены следующие задачи:

- 1) проведен анализ гидравлической системы балансировки верхнего вала чистовой клетки универсального рельсобалочного стана;
- 2) проведен обзор существующих способов синхронизации гидроцилиндров;
- 3) Проведен расчет необходимых параметров движителей;
- 4) разработана принципиальная схема гидропривода;
- 5) Проведен гидравлический расчет параметров гидропривода;
- 6) Произведен выбор необходимой гидроаппаратуры.
- 7) Разработаны операции по монтажу и пробному пуску гидравлического привода.

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2020.287 ПЗ				

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исаев Ю.М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов, Ленинград,1979.
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение,1974.
3. Бим-Бад Б.М. и др. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат. М.ИНФР А-М, 2004.
4. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемой гидропривод. Машиностроение,1969.
5. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение,1967.
6. Домогаров А.Ю., Степаков А.И., Леладзе И.С. Справочно-нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки. Москва 2004.
7. Кабаков М.Г. и др. Аксиально-поршневые насосы приводов строительно-дорожных машин. Москва 2003.
8. Основы теории и конструирования объемных гидропередат.М. Высшая школа,1968.
9. Справочник машиностроителя, т.3, 1962
10. Справочник машиностроителя, т.2, 1962
11. Иванов М.Н. Детали машин. М., Высшая школа,1976
12. Конструирование и расчет пружин., зарубежная техника, Москва,1959
13. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. 2-е изд., прераб. Киев: Техника, 1977.
14. Гамынин Н.С. Основы следящего гидравлического привода . М.:Оборонгиз, 1962.
15. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 383 с.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

16. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с., ил.
17. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ». 2002 – 508 с., ил.
18. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.: ил. (Б-ка конструктора).
19. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров – К.: Вищашк. Головное изд-во, 1986. – 208 с.
20. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы». – М.:Машиностроение, 1979- 319с
21. Элементы гидропривода (Справочник). Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. —Техніка, 1969, 320 стр.
22. Гидроцилиндры. В.А. Марутов, С.А. Павловский – М.: Машиностроение, 1966. – 182 с., ил.
23. Барышев В.И. Применяемость (выбор) масел в качестве рабочей жидкости гидропривода: Учебное пособие. – Челябинск: ЧГТУ, 1993.-71 с.
24. Барышев В.Н. Надежность и диагностика гидропривода: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 154 с.
25. Форенталь В.И. Уплотнения в гидро-и пневмоприводах: Учебное пособие. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 78 с.
26. Гойдо М.Е. Теория и проектирование гидроприводов: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998 – 255 с.
27. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 3. Вспомогательные элементы гидропривода: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ». 2003 – 445 с., ил.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

28. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ». 2001 – 360 с., ил.

					15.03.02.2020.287 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

ПРИЛОЖЕНИЕ

15.03.02.2020.287 ПЗ

Лист

57

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

