

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

«Южно-Уральский государственный университет
(научно-исследовательский университет)»

Факультет Машиностроения

Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент, (должность)

_____ / _____
_____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2020 г.

Проектирование гидравлического клапана с пропорциональным
управлением

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–15.03.02.2020.575. ПЗ ВКР

Руководитель НИР, (должность)

_____ /Хабарова Д.Ф. /
_____ 2020г.

Автор НИР
студент группы П-457

_____ /Шакиров А.А./
_____ 2020 г.

Нормоконтролер, доцент

_____ / Подзерко А.В./
_____ 2020г.

АННОТАЦИЯ

Шакиров А.А. Проектирование гидравлического клапана с пропорциональным управлением. – Челябинск: ЮУрГУ, П; 2020, с.57, 29 ил., библиогр. список – 11 наим., 6 листов чертежей и плакатов ф. А1

Данная выпускная квалификационная работа посвящена проектированию гидравлического клапана с пропорциональным управлением. После обзора различных типов клапана с пропорциональным управлением, выбран прототип предохранительного клапана непрямого действия с пропорциональным электромагнитом. На основе этого прототипа был спроектирован клапан. Произведены основные расчеты конструктивных параметров, выбор пропорционального клапана, а так же расчеты и графики основных характеристик.

					<i>ЮУрГУ – 15.03.02.2020.575.ПЗ</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб</i>		<i>Шакиров А.А.</i>			<i>Проектирование гидравлического клапана с пропорциональным управлением</i>		
<i>Пров</i>		<i>Хабарова Д.Ф.</i>					
					<i>у</i>	<i>2</i>	
<i>Н. Контр.</i>					<i>ЮУрГУ Кафедра ГиГПС</i>		
<i>Утв</i>							

возникающих при этой работе, что затрудняет понимание его динамических характеристик в переходных режимах работы и приводит к разработке новых конструктивных схем. Кроме того, методы расчета структурных, статических и динамических характеристик и условий устойчивости для создания более уникальной конструкции обычно индивидуальны.

					ЮУрГУ – 15.03.02.2020.575.ПЗ	Лист
						6
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

1. ИЗУЧЕНИЕ И АНАЛИЗ ПРОЕКТИРУЕМОГО УСТРОЙСТВА

1.1. Общие сведения

Гидроклапаном называют гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от действия потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппараты. Исходя из данного определения, клапан является автоматизированным гидроаппаратом, который не требует во время работы какого-либо внешнего воздействия на его запорно-регулирующий элемент.

Клапаны давления, предназначенные для того, чтобы регулировать давления рабочей жидкости, их подразделяют по следующим признакам: по назначению (напорные, предохранительные и переливные, редукционные, разности давлений, соотношения давлений, последовательности); по воздействию потока на запорно-регулирующий элемент (клапаны прямого и непрямого действия).

Клапан предохранительный непрямого действия – регулирующий гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются основным запорно-регулирующим элементом в результате воздействия управляющего потока рабочей жидкости из линии подвода на вспомогательный запорно-регулирующий элемент.

Согласно ГОСТ 2.781–96 предохранительные клапаны на схемах обозначаются, как показано на рисунке 1.



Рисунок 1 – Условные графические обозначения предохранительных клапанов

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата

Достоинства клапанов непрямого действия заключается в том, что они не чувствительны к загрязнениям, обеспечивают высокую герметичность, обладают хорошими демпфирующими свойствами.

1.2. Аппаратура с пропорциональным управлением

В современных гидравлических приводах все чаще применяют пропорциональную аппаратуру, названную так потому, что значение ее выходного гидравлического параметра (давления и расхода жидкости) пропорционально электрическому сигналу, поданному на такой аппарат электронной системой управления.

Отсюда нетрудно догадаться, что аппаратура эта преобразует электрическую энергию управления в гидравлическую силовую, и ее лучшей областью применения являются электрогидравлические приводы, которые широко используют в автоматизированном оборудовании. Важным элементом пропорциональной аппаратуры является пропорциональный электромагнит, являющийся по сути электромеханическим преобразователем электрического сигнала управления в силу, развиваемую его якорем. Для пропорционального электромагнита сила, развиваемая им, прямо пропорциональна силе тока в его обмотках

Направление потока сигналов в системе пропорциональной гидравлики имеет следующий порядок:

1. Сигнал в виде напряжения (обычно в диапазоне от -10 В до +10 В) подается на электронный усилитель;
2. Усилитель преобразует это напряжение (входной сигнал) в ток (выходной сигнал);
3. Ток воздействует на пропорциональный электромагнит;
4. Пропорциональный электромагнит перемещает клапан;
5. Исполнительный элемент преобразует энергию жидкости в кинетическую энергию.

приложенное к золотнику гидравлического клапана, пропорциональное протекающему через обмотку току.

Как правило, якорь электромагнита занимает одно из двух устойчивых положений: полностью втянутый или выдвинутый в зависимости от того, протекает ли ток в рабочей катушке, а у пропорционального электромагнита якорь может занимать любое промежуточное положение. Это свойство пропорционального электромагнита объясняется наличием магнитного шунта, состоящего из магнитного цилиндра и направляющего конуса на рисунке 2 немагнитный материал.

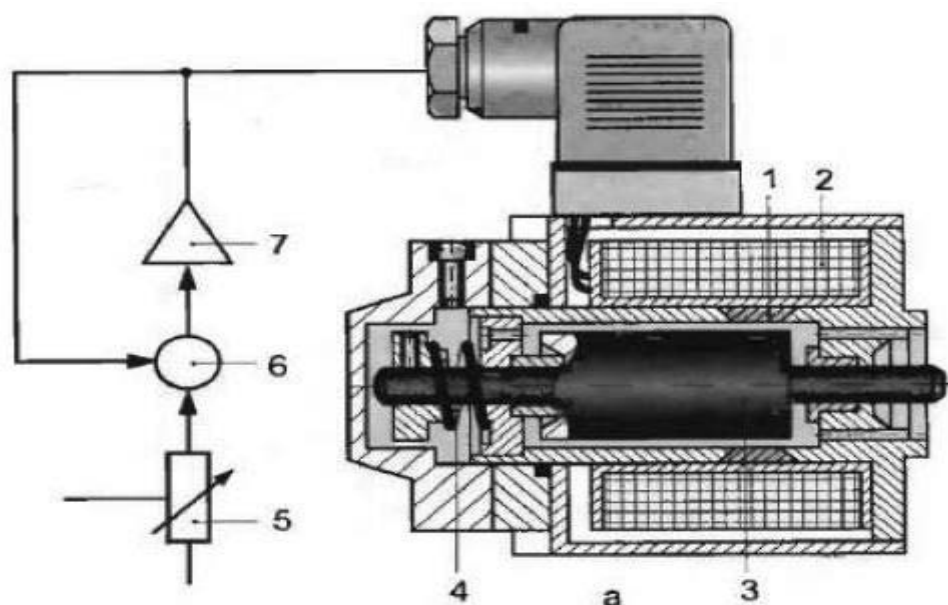


Рисунок 2 - Пропорциональный электромагнит, управляемый по силе

При управлении по силе, входной сигнал потенциометра 5 подается на электронный усилитель 7, где он преобразуется в электрический ток в соответствии со значением управляющего напряжения. Электрический ток, протекающий вдоль рабочей обмотки 2, создает электромагнитное поле, которое вызывает продольное смещение якоря 3 с силой F . Наличие обратной связи по току, значение которой сравнивается с данным входным сигналом в суммирующем узле 6, гарантирует, что сила тока и силы, развиваемый якорем 3, остаются на этом уровне, даже если внешнее сопротивление якоря изменяется. Пропорциональные электромагниты с регулируемой силой развивают

постоянную силу на протяжении всего хода якоря. Пружиной 4 осуществляется возврат якоря в исходное положение.

В гидроаппаратах с пропорциональным электрическим управлением сила, создаваемый электромагнитом, уравнивается силой пружины, нагружающей запорно-регулирующий элемент. Рабочая точка гидравлической системы - это пересечение характеристик пропорционального магнита и пружины нагрузки (рисунок 3).

Наложение линейной характеристики пружины на характеристику магнита показывает, что смещение подпружиненного якоря (значение сжатия в пружине нагрузки) пропорционально току, протекающему через катушку электромагнита.

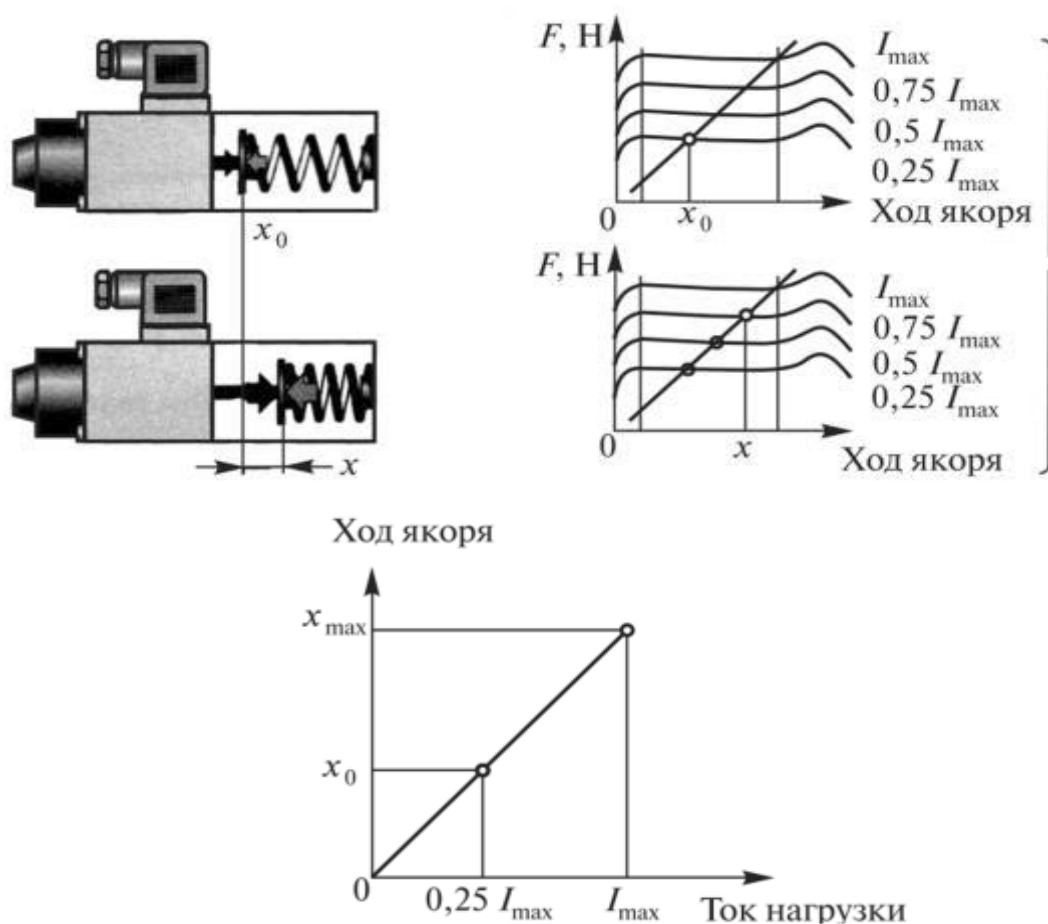


Рисунок 3 - Принцип действия пропорционального магнита, управляемого по силе (а) и его характеристики (б, в)

Гидродинамические силы, возникающие при обтекании затвора и управляющего элемента, а также силы трения между движущимися конструктивными элементами оказывают негативное влияние на стабильность характеристик (рисунок 3,б,в) гидравлического устройства с пропорциональным управлением. Проявление этих факторов может привести к плохой повторяемости в работе гидравлического устройства, т.е. причиной того факта, что при повторной передаче сигналов управления одинаковых по уровню, местоположение якоря магнита и, следовательно, также параметр, который должен управляться гидравлическим узлом, может отличаться. Таким образом, поддержание требуемых параметров на заданном уровне определяется точностью позиционирования якоря электромагнита.

Точность позиционирования якоря может быть улучшена, если магнит управляется не обратной связью по току, как это делается с помощью управления силой в магнитах, а обратной связью – по положению якоря (рисунок 4,а).

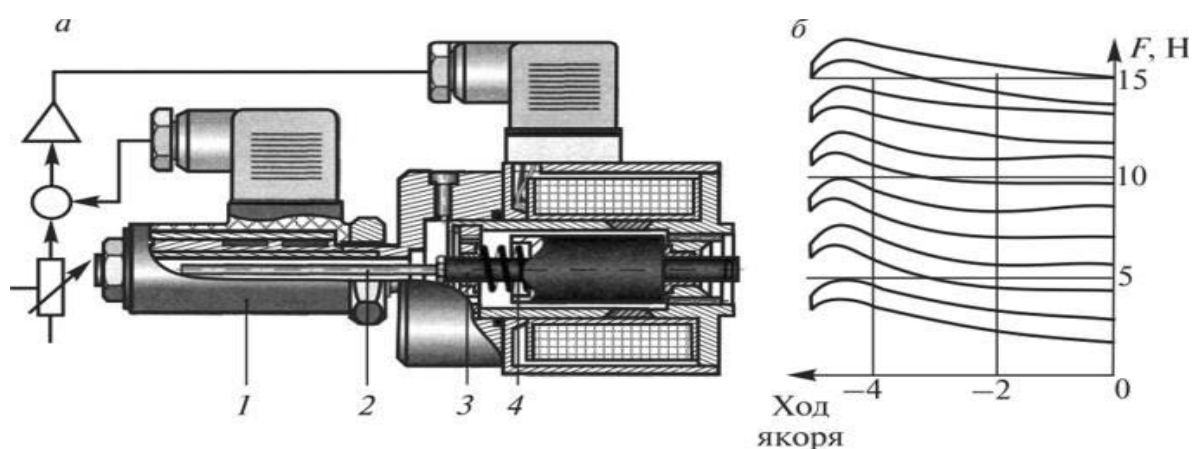


Рисунок 4 - Пропорциональный магнит с управлением по положению якоря (а) и характеристики магнита (б)

Якорь магнита 3 удерживается в положении, определяемом величиной тока, протекающего через обмотку, независимо от противоположной силы (в рабочем диапазоне значений) посредством замкнутого контура управления. Сигнал обратной связи генерируется аналоговым индуктивным датчиком

положения 1. Значение выходного сигнала датчика зависит от расположения сердечника 2, который жестко соединен с якорем 3.

Характеристика (рисунок 4,б) регулируемого по положению магнита не имеет линейных участков, характерных для магнитов, регулируемых по силе, что свидетельствует о зависимости развиваемого магнитом усилия от положения якоря.

Гидравлическое оборудование с пропорциональным управлением выполняется по следующим двум схемам:

- в клапанах давления - нагрузочная пружина расположена между пропорциональным магнитом и запорно-регулирующим элементом (Рисунок 5, а)
- в гидрораспределителях - золотник располагают между нагружающей пружиной и пропорциональным магнитом (Рисунок 5, б).

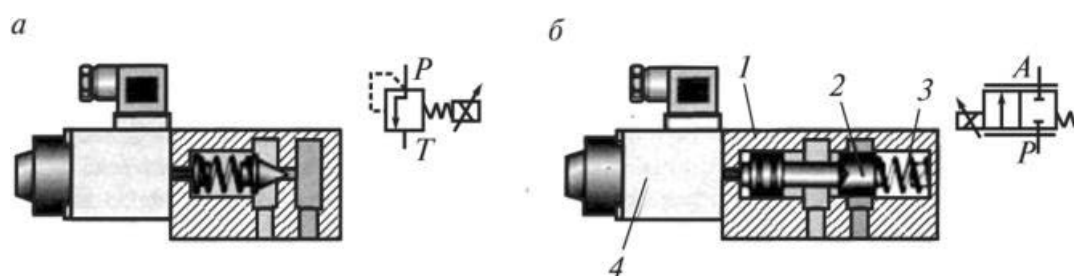


Рисунок 5 - Схемы конструктивного исполнения гидроаппаратов с пропорциональным управлением

Такое конструктивное исполнение позволяет осуществлять пропорциональное входному электрическому сигналу смещение золотника в распределителях и сжатие нагружающей пружины в клапанах давления. В то же время распределители приобретают способность не только направлять поток рабочей жидкости, но и изменять ее расход.

Аппараты с пропорциональным электроуправлением в основном используются для дистанционного управления параметрами гидравлического

привода, а также могут использоваться в качестве звеньев в закрытых системах автоматического управления.

1.4. Обзор существующей конструкции предохранительного клапана

В промышленности применяют различные типы предохранительных клапанов. Рассмотрим пропорциональный предохранительный клапан непрямого действия типа DBEVE10Z фирмы “Bosch Rexroth” (Рисунок 6)

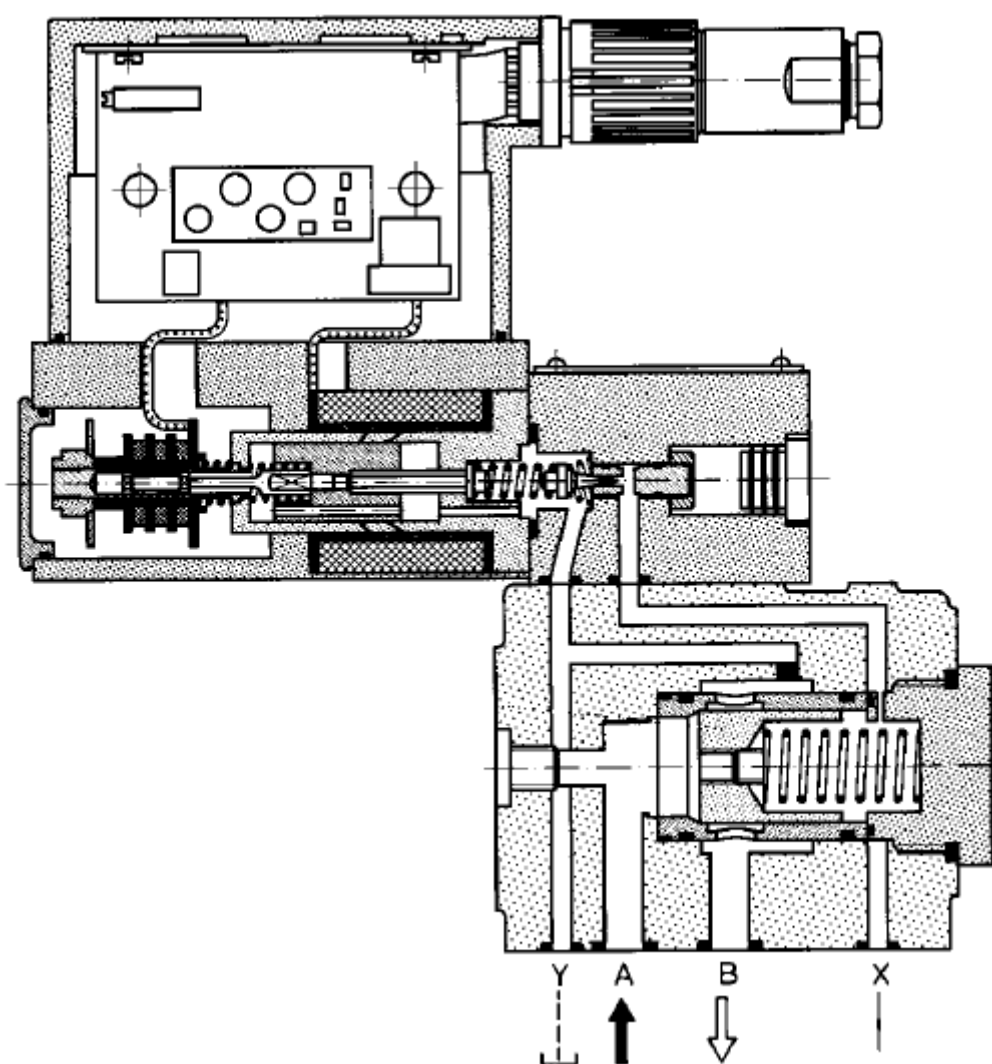


Рисунок 6 - Пропорциональный предохранительный клапан непрямого действия типа DBEVE10Z

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата

2. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТЫ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

2.1. Определение основных параметров главного клапана.

Условный проход предохранительного клапана определяем по допустимой скорости движения жидкости во входном канале:

$$\frac{Q}{v} = \frac{\pi \cdot D_y^2}{4} \quad (1)$$

где D_y – диаметр условного прохода (подводящего канала);

v – скорость, берется из диапазона (5...7) м/с.

Получаем, что величина условного прохода при $v = 5$ м/с составляет:

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 5}} = 22,5 \text{ мм}$$

Пользуясь рекомендациями в каталоге “Bosch Rexroth” [10] для пропорционального предохранительного клапана непрямого действия типа DBEVE10Z, выбираем масло HLP-46:

$$\rho = 881 \text{ кг/м}^3; \nu_{40^\circ} = 46 \text{ мм}^2/\text{с}$$

Допустимая скорость движения жидкости в проходе седла определяется [3, стр. 369]:

$$\frac{\rho \cdot v^2}{2} \approx (0,02 \dots 0,05) \cdot p_H \quad (2)$$

в итоге получаем, что

$$v = \sqrt{\frac{2(0,02 \dots 0,05)p_H}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (0,02 \dots 0,05) \cdot 31 \cdot 10^6}{881}} = (37,5 \dots 59,3) \text{ м/с}$$

В первом приближении принимаем $v = 48,4$ м/с.

Площадь прохода седла определяется по формуле:

$$S_k = \frac{Q}{v} \quad (3)$$

где S_k – площадь входного канала, м²;

Q – расход рабочей жидкости; $Q = 120$ л/мин = 0,002 м³/с

С другой стороны площадь входного канала:

$$S_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \quad (4)$$

Из формул (3) и (4) получаем:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 48,4}} = 0,0073 \text{ м} = 7,3 \text{ мм}$$

Расход через щель определяется следующим образом [4, стр.15]:

$$Q = \mu_{щ} \cdot S_{щ} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{щ}} \quad (5)$$

где $S_{щ}$ – площадь дросселирующей щели;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³ρ ;

$P_{щ}$ – полная потеря давления в дросселирующей щели, $P_{щ} = 1$ МПа .

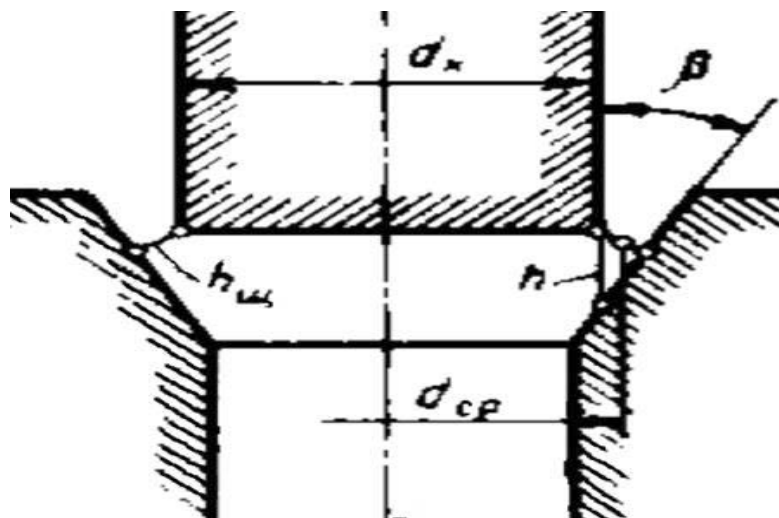


Рисунок 7 – Схема основного клапана

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата

В результате получаем

$$Q = \mu_{щ} \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \beta \cdot h \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{щ}} \quad (6)$$

Определим число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d_{к}}{\nu} = \frac{48,4 \cdot 0,0073}{46 \cdot 10^{-6}} = 7680$$

По зависимости коэффициента расхода для кромочных клапанов видно, что при $Re = 7680$ коэффициент расхода через щель равен $\mu = 0,9$

Из уравнения (6) определим высоту подъема клапана:

$$h = \frac{0,02}{0,9 \cdot 3,14 \cdot 0,0077 \cdot \sin 30^\circ \sqrt{\frac{2 \cdot 10^6}{881}}} = 0,0038 \text{ мм} = 3,8 \text{ м}$$

При малых открытиях клапана ($h < 0,1$ мм) возникает влияние пограничного слоя в окрестности щели, что приводит к возрастанию влияния пристенного трения, в нашем случае мы этого избегаем ($h > 0,1$ мм)

Для предохранительных клапанов непрямого действия [5, стр.127]:

$$\frac{S_{щ}}{S_{к}} \leq 0,3$$

$$\frac{S_{щ}}{S_{к}} = 4 \cdot \sin \beta \cdot \frac{h}{d_{к}} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{h}{d_{к}} \cdot \sin 2\beta \right) = 4 \cdot \sin 30^\circ \cdot \frac{0,68}{7,3} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{0,68}{7,3} \cdot \sin 60^\circ \right) = 0,194$$

$0,194 < 0,3$ условие выполняется.

2.2. Определение усилий для перемещения основного клапана

Условие равновесия ЗРЭ главного клапана определяется силой пружины необходимой только для возвращения клапана в исходное состояние:

$$F_{ж} = F_{пр} \quad (7)$$

где $F_{ж}$ – сила давления жидкости на ЗРЭ главного клапана;

$$F_{ж} = p_{щ} \cdot S_{к} \cdot \psi_{щ} \quad (8)$$

где $p_{щ}$ – полная потеря давления в дросселирующей щели; принимаю

$$p_{щ} \approx 5\% \cdot p_{н} \approx 1,5 \text{ МПа}$$

$\psi_{щ}$ - коэффициент силы давления жидкости на затвор [5,стр. 77]

$$\psi_{щ} = 1 - \psi_{гд} = 1 - A \frac{S_{щ}}{S_{к}} + B \left(\frac{S_{щ}}{S_{к}} \right)^2 \quad (9)$$

где А;В – аппроксимационные коэффициенты функций $\psi_{гд}$. Значения берем из таблицы 1.

Таблица 1 – Значения аппроксимационных коэффициентов А и В

Тип щели	$\beta, ^\circ$	Прямой ток		
		А	В	$\mu_{щ}$
Конический затвор – кромочное седло	15	1,63	1,48	0,86
	30	1,42	1,35	0,83
	60	0,81	1,13	0,77
Кромочный затвор – коническое седло	15	1,15	1,41	0,73
	30	1,55	1,62	0,77
	45	1,93	1,85	0,80
	60	2,3	2,10	0,83

$$\psi_{щ} = 1 - 1,55 \cdot 0,194 + 1,62 \cdot 0,194^2 = 0,64$$

$S_{к}$ – площадь прохода седла главного клапана;

$$S_{к} = \frac{\pi \cdot d_{к}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,0073^2}{4} = 0,000042 \text{ м}^2$$

$$F_{ж} = p_{щ} \cdot S_{к} \cdot \psi_{щ} = 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,000042 \cdot 0,64 = 40,32 \text{ Н}$$

где $C = \frac{D}{d} = (4 \dots 12)$ – коэффициент пружины учитывающий отношение среднего диаметра $D = C \cdot d$ к диаметру пружины d , принимаем $C = 12$

K – коэффициент, учитывающий кривизну витков;

$$K = \frac{4C + 2}{4C - 3} = 1,1$$

$[\tau_{кр}] = 1080$ МПа – напряжение на кручение проволоки;

Получаем

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,1 \cdot 40,32 \cdot 12}{3,14 \cdot 1080 \cdot 10^6}} = 1,1 \text{ мм}$$

$$D = C \cdot d = 1,1 \cdot 12 = 13,4 \text{ мм}$$

Следовательно:

$$Z_{\text{вит}} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,001^4 \cdot 0,018}{8 \cdot 40,32 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^3} = 8,7$$

Принимаем $Z=9$

Общее число витков найдем по формуле:

$$Z_0 = Z + (1,5 \dots 2) = 11$$

Жесткость одного витка:

$$\frac{C_{\text{пруж}}}{Z_0} = \frac{11858,8}{11} = 1078 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Максимальное касательное напряжение при кручении:

$$\tau_k = \frac{K \cdot T}{W_p} \leq [\tau_k] \quad (15)$$

$$\text{где } T = F_{\text{пр}} \frac{D}{2} = \frac{40,32 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,161 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

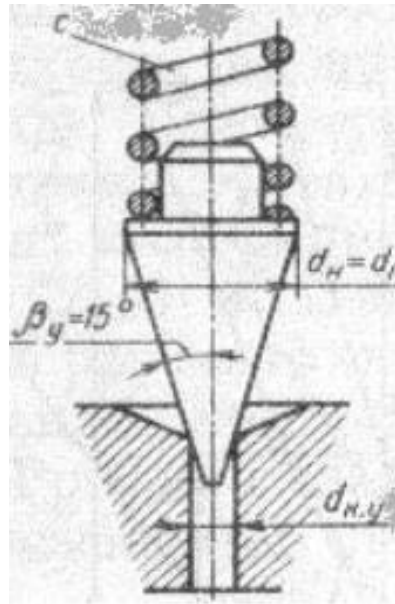


Рисунок 8 – Схема управляющего клапана

Определим высоту подъема клапана управления из уравнений:

$$v_{к.у.} = \frac{Q_{к.у.}}{S_{к.у.}} = \frac{0,8 \cdot 10^{-4}}{5 \cdot 10^{-7}} = 160 \text{ м/с}$$

$$Q_{к.у.} = \mu \cdot \pi \cdot d_{к.у.} \cdot \sin \beta \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{к.у.}} \quad (16)$$

где $d_{к.у.}$ – диаметр канала управления;

y – высота подъема клапана управления;

β – угол наклона ЗРЭ; $\beta = 15^\circ$

μ – коэффициент расхода[5], $\mu = f(Re)$

$$Re = \frac{v \cdot d_{к.у.}}{\nu} = \frac{160 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}{46 \cdot 10^{-6}} = 2782 \text{ , исходя из этого } \mu = 0,8$$

$P_{к.у.}$ – давление в заклапанной области;

$$P_{к.у.} = P_H - \Delta P_{др} = (31 - 1,5) \cdot 10^6 = 29,5 \text{ МПа}$$

Определим высоту подъема клапана управления

2.5. Расчет гидравлических сопротивлений.

Определим расход через дроссель:

$$Q_{др} = Q_{упр.к.} = (3...5)\% \cdot Q_H = 0,04 \cdot 0,002 = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

Перепад давления на дросселе:

$$P_{др} \approx 5\% \cdot P_H = 0,05 \cdot 10^6 = 1,5 \text{ МПа}$$

Найдем $d_{др}$ из формулы

$$Q_{др} = \mu \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (20)$$

Отсюда

$$d_{др} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{др}}{\mu \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,8 \cdot 10^{-4}}{0,8 \cdot 3,14 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 10^6}{881}}}} = 1,47 \text{ мм}$$

Определим длину дросселирующего канала

Принимаем относительную длину дросселирующего канала $m_l = 2$ [5, с.60]

Из формулы:

$$m_l = \frac{l_{др}}{d_{др}} \quad (21)$$

Найдем: $l_{др} = m_l \cdot d_{др} = 2,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Площадь дросселя:

$$S_{др} = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (1,47 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1,69 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата

Скорость на дросселе:

$$v_{др} = \frac{Q_{др}}{S_{др}} = \frac{0,8 \cdot 10^{-4}}{1,69 \cdot 10^{-6}} = 47,3 \text{ м/с}$$

2.6. Расчет пружины клапана управления

Определим жесткость пружины из формулы:

$$F_{пр} = C_{пруж} \cdot (X_0 + y) \quad (22)$$

где X_0 – предварительное поджатие пружины, м;

$y = y_{\max}$ – максимальное открытие дроссельной щели, м.

Предварительное поджатие пружины:

$$F_{пред} = 0,8F_{пр}$$

Тогда, усилие сжатия пружины можно найти следующим образом:

$$F_{пр} = C_{пруж} \cdot y_{\max} + 0,8F_{пр} \quad (23)$$

Из уравнения (23) найдем жесткость пружины, а из уравнения (22) предварительное поджатие пружины:

$$C_{пруж} = \frac{F_{пр}(1 - 0,8)}{y_{\max}} = \frac{13,5 \cdot 0,2}{5,9 \cdot 10^{-4}} = 4576 \text{ Н/м}$$

$$X_0 = \frac{F_{пр}}{C_{пруж}} - y_{\max} = \frac{13,5}{4576} - 0,00059 = 0,00236 \text{ м}$$

Найдем количество витков пружины

$$Z_{вит} = \frac{G \cdot d^4 \cdot \lambda_2}{8 \cdot F \cdot D^3} \quad (24)$$

где G - модуль сдвига материала пружины, $G = 0,08 \cdot 10^6$ МПа;

d - диаметр проволоки, м;

λ_2 - деформация пружины, $\lambda_2 = 0,018$ м

Найдем диаметр проволоки:

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot K \cdot F_{\text{пр}} \cdot C}{\pi \cdot [\tau_{\text{кр}}]}} \quad (25)$$

где $C = \frac{D}{d} = (4 \dots 12)$ - коэффициент пружины учитывающий отношение среднего диаметра $D = C \cdot d$ к диаметру пружины d , принимаем $C = 11$

K - коэффициент, учитывающий кривизну витков; $K = \frac{4C + 2}{4C - 3} = 1,12$

$[\tau_{\text{кр}}] = 1140$ МПа – напряжение на кручение проволоки;

Получаем

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,12 \cdot 13,5 \cdot 11}{3,14 \cdot 1080 \cdot 10^6}} = 0,00063 \text{ м} = 0,63 \text{ мм}$$

Следовательно:

$$Z_{\text{вит}} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,00063^4 \cdot 0,018}{8 \cdot 13,5 \cdot (0,00693)^3} = 6,3$$

Принимаем $Z = 6,5$

Общее число витков найдем по формуле:

$$Z_0 = Z + (1,5 \dots 2) = 8$$

Жесткость одного витка:

$$\frac{C_{\text{пруж}}}{Z_0} = \frac{4576}{8} = 572 \text{ Н/м}$$

Максимальное касательное напряжение при кручении:

$$\tau_{\text{к}} = \frac{K \cdot T}{W_p} \leq [\tau_{\text{к}}] \quad (26)$$

Определим требуемый диаметр винта из условий прочности при статическом нагружении:

$$\sigma_P = \frac{K \cdot F}{S_6} \leq [\sigma_P] \quad (28)$$

где $[\sigma_P]$ – допустимое напряжение материала винта

K – коэффициент затяжки винтов $K = 1,5$

S_6 – площадь винта,

$$S_6 = \frac{\pi \cdot d_6^2}{4} \quad (29)$$

$$[\sigma_P] = \frac{\sigma_P}{n} \quad (30)$$

где σ_P – временное сопротивление материала винта, $\sigma_P = 800$ МПа

n – коэффициент запаса. $n = 3$

$$[\sigma_P] \leq \sigma_P = \frac{4 \cdot K \cdot R'_{ст}}{\pi \cdot d_6^2} \quad (31)$$

Тогда: $\sigma_P = \frac{800}{3} = 267$ МПа

Откуда получаем что

$$d_6 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot K \cdot R'_{ст}}{\pi \cdot [\sigma_P]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot 876}{3,14 \cdot 267 \cdot 10^6}} = 0,0025 \text{ м}$$

Исходя из этого, делаем вывод, что болты удовлетворяют условию прочности.

3. ВЫБОР ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТА

Пропорциональные электромагниты - это линейные электромагниты, которые проявляют силу, пропорциональную току, в ограниченном диапазоне. С добавлением возвратной пружины в применении пропорциональный электромагнит может стать устройством позиционирования, где положение пропорционально протекающему по обмотку току.

В зависимости от практического применения различают:

- электромагниты “перемещение – ток”, так называемые регулируемые по подъему электромагнита;
- электромагниты “сила – ток”, так называемые регулируемые по силе электромагнита.

Подбираем пропорциональный электромагнит исходя из следующих условий:

- электромагнит, регулируемый по силе;
- $F_{\text{пруж}} = 14,8 \text{ Н}$ - максимальное усилие поджатия пружины;
- $X_0 = 2,36 \text{ мм}$ - предварительное поджатие пружины.

Учитывая выше перечисленные условия, выбираем пропорциональный электромагнит PS35SX-0203 (Рисунок 9) фирмы GEEPLUS. Характеристики PS35SX-0203 на рисунке 10.

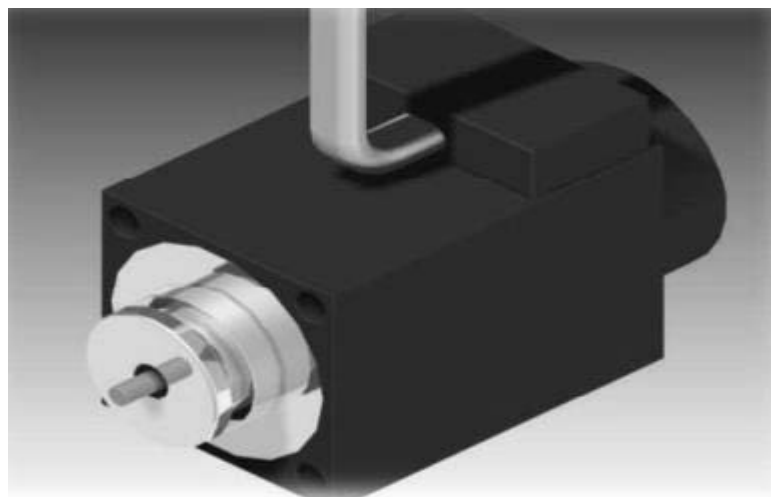


Рисунок 9 – Пропорциональный электромагнит PS35SX-0203

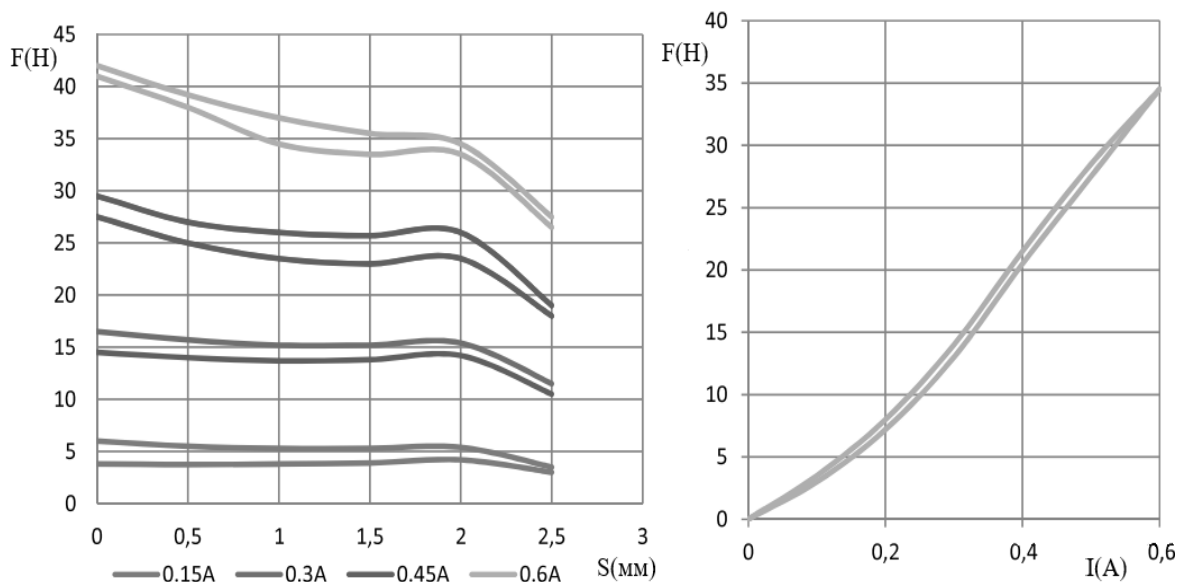


Рисунок 10 – Характеристики PS35SX-0203

Основные характеристики пропорциональных электромагнитов GEEPLUS:

- Ход до 7 мм;
- Усилие до 80 Н;
- Большой срок службы;
- Прочная конструкция;
- Управление положением с помощью внешней пружины;
- Хорошее быстродействие.

4. РАСЧЕТЫ И ГРАФИКИ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

4.1. Математическая модель клапана непрямого действия

Математическая модель любого гидравлического устройства состоит из трёх видов уравнений: уравнение расходов на базе условия неразрывности, уравнения давлений, уравнения сил.

I. Уравнение расходов

$$Q_{\text{упр}} = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{упр}} \sin \beta \cdot y \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\text{упр}}} \quad (32)$$

где $d_{\text{упр}}$ – диаметр канала управления;

y – высота подъема клапана управления;

β – угол наклона ЗРЭ;

μ – коэффициент расхода

1. Уравнение расхода управления:

$$Q_{\text{упр}} = Q_{\text{др}} + S \frac{dx}{dt} \quad (33)$$

где S – площадь поршня со стороны управления;

x – величина подъема основного клапана.

$$Q_{\text{др}} = Q_A - S_{\text{ТВ}} \frac{dx}{dt} \quad (34)$$

$$Q_B = S_{\text{ТВ}} \frac{dx}{dt} \quad (35)$$

2. Расход через основной клапан:

$$Q_{\text{кл}} = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot x \sqrt{\frac{2}{\rho} P} \quad (36)$$

где $d_{\text{кл}}$ – диаметр клапана.

3. Уравнение баланса расходов:

$$Q_{\text{кл}} = Q - Q_A - Q_B \quad (36)$$

II. Уравнение давлений

$$P_{\text{упр}} = P - \Delta P_{\text{др}} - \Delta P_A$$

$$P_B = P - \Delta P_B$$

$$P_A = P - \Delta P_A$$

$$\Delta P_A = l_A \cdot Q_A + l'_A \cdot Q_A^2 + l''_A \frac{dQ}{dt}$$

где l_A – учитывает потери ламинарного трения с учетом всех местных потерь;

l'_A – учитывает потери турбулентного течения трения с учетом всех местных потерь;

l''_A – учитывает инерционные потери.

III. Уравнения движения подвижных элементов (клапанов).

1) Клапан управления.

$$m_{\text{упр}} \frac{d^2 y}{dt^2} = \psi_{\text{упр}} \cdot P_{\text{упр}} \frac{\pi \cdot d_y^2}{4} - C_{\text{упр}} \cdot (y_0 + y)$$

$$m_{\text{упр}} = m_{\text{щ}} + \frac{1}{3} m_{\text{ср.упр}}$$

2) Уравнение для основного клапана.

$$m_{\text{упр}} \frac{d^2 y}{dt^2} = p_A \cdot S_{TA} + p_B \cdot S_{TB} - p_{\text{упр}} \cdot S - C \cdot (x_0 + x) - T_{\text{sign}} \cdot \frac{dy}{dx} - T_{\text{ж.тр}}$$

где T – сила сухого трения;

$$T_{\text{ж.тр}} = f_{\text{ж.тр}} \cdot \frac{dx}{dt}$$

4.2. Расчет статической характеристики

Требование к статике напорного клапана выражается в требовании неизменности его гидравлического сопротивления во всем диапазоне изменения проходящих через клапан расходов рабочей жидкости. Поскольку статическая расходо-напорная характеристика напорного клапана непрямого действия представляет собой практически прямую линию, это требование сводится к требованию минимального (в пределе: нулевого) угла подъема расходо-напорной характеристики клапана.

Характеристика клапана непрямого действия представляет собой совместную характеристику управляющего и главного клапанов. При давлении $P_{\text{упр}}$ управляющий клапан открывается и через него начинает проходить расход $Q_{\text{упр}}$. Когда потери в дросселе увеличиваются, образуется усилие для открытия основного клапана. При дальнейшем возрастании давления продолжается увеличение $Q_{\text{упр}}$ и $\Delta d_{\text{др}}$. Это вызывает интенсивное нарастание подъема основного клапана (из-за мягкости пружины) соответственно пропускаемого им расхода.

Построим характеристики клапана:

$$Q_{\text{н}} = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \sin \beta \cdot h \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (37)$$

$$P_{\text{кл.упр.}} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \sin \beta \cdot h} \right)^2 + P_{\text{ср}} \quad (38)$$

$$0,8F_{\text{пруж}} = \frac{\pi \cdot \psi \cdot d_{\text{кл.упр.}}^2 \cdot P_{\text{ср}}}{4} \quad (39)$$

$$P_{\text{ср}} = \frac{4F_{\text{ср}}}{\pi \cdot \psi \cdot d_{\text{кл.упр.}}^2} = \frac{4 \cdot 0,8 \cdot 13,5}{3,14 \cdot 0,91 \cdot 0,0008^2} = 23 \text{ МПа}$$

Получим функция для клапана управления:

$$P_{\text{кл.упр.}} = \frac{881}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot h} \right)^2 + 23$$

$$P_{\text{кл.упр.}} = 1,17 \cdot 10^{15} Q^2 + 23 \cdot 10^6$$

Таблица 2 – Расчет давлений для клапана управления

$Q, \text{м}^3/\text{с} \times 10^{-4}$	0,2	0,4	0,5	0,6	0,8
$P, \text{МПа}$	23,46	24,68	25,93	27,2	30,5

Для основного клапана:

$$Q_{\text{н}} = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \sin \beta \cdot h \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (40)$$

$$P_{\text{кл.}} = \frac{881}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot z} \right)^2 + P_{\text{н}}$$

$$P_{\text{кл.}} = 27,3 \cdot 10^{10} Q^2 + 30,5 \cdot 10^6$$

Таблица 3 – Расчёт давлений для основного клапана

$Q, \text{м}^3/\text{с} \times 10^{-3}$	0,08	0,1	0,5	1	2
$P, \text{МПа}$	30,501	30,502	30,568	30,77	31,592

Получаем график статической характеристики:

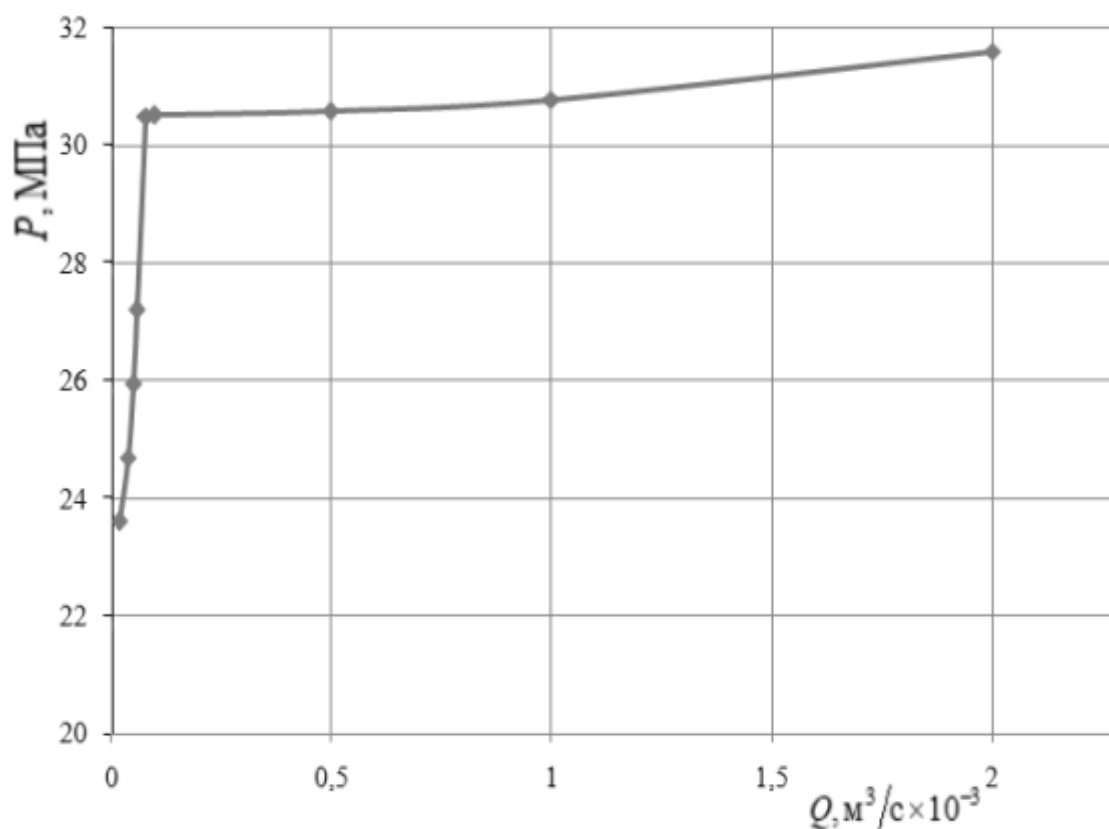


Рисунок 11 – Характеристика

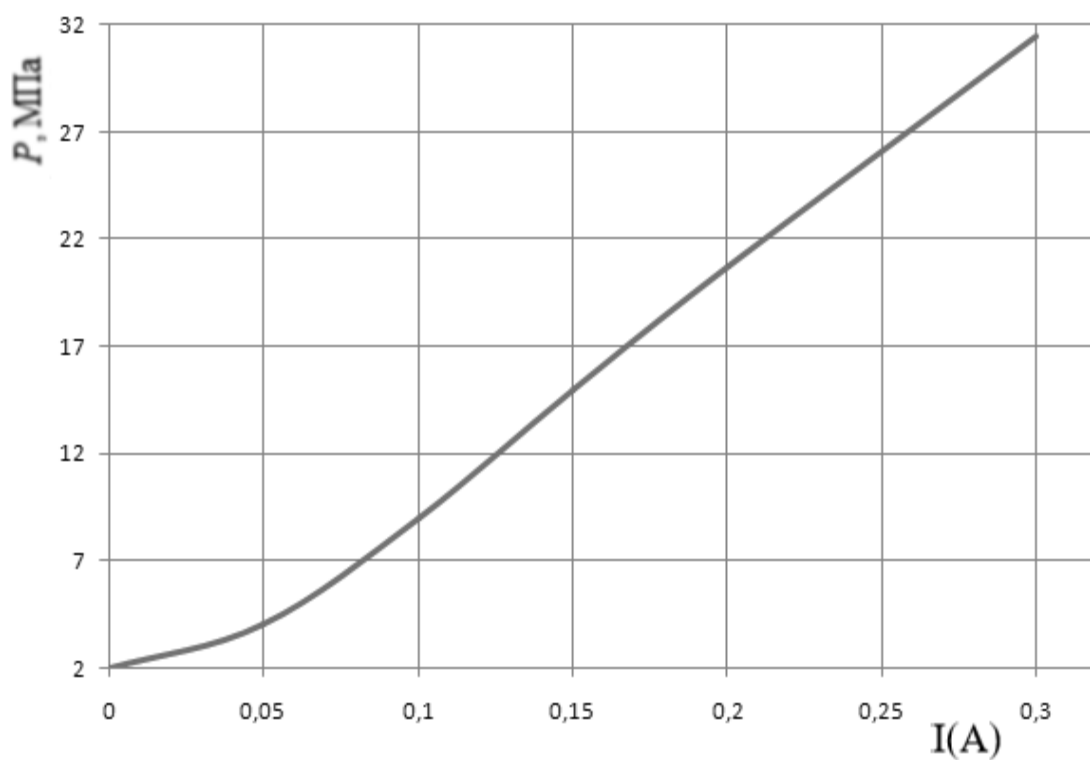


Рисунок 12 – Зависимость давления настройки от сигнала управления

Так же построим характеристики при разных сигналах (Рисунок 10), подаваемый пропорциональным электромагнитом:

1. если $I_1 = 0,15 \text{ A}$, то усилие на пружине клапана управления будет $F_1 = 5 \text{ Н}$;
2. если $I_2 = 0,2 \text{ A}$, то усилие на пружине клапана управления будет $F_2 = 7 \text{ Н}$.

Исходя из уравнений(38) и (39) получаем для клапана управления:

$$P_1 = \frac{4F_1}{\pi \cdot \psi \cdot d_{\text{кл.упр.}}^2} = \frac{4 \cdot 0,8 \cdot 5}{3,14 \cdot 0,91 \cdot 0,0008^2} = 8,7 \text{ МПа}$$

$$P_2 = \frac{4F_2}{\pi \cdot \psi \cdot d_{\text{кл.упр.}}^2} = \frac{4 \cdot 0,8 \cdot 7}{3,14 \cdot 0,91 \cdot 0,0008^2} = 12,2 \text{ МПа}$$

$$P_{\text{кл.упр.}} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot h} \right)^2 + P_{\text{ср}}$$

$$P_{\text{кл.упр.1}} = \frac{881}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot h} \right)^2 + 8,7$$

$$P_{\text{кл.упр.2}} = \frac{881}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot h} \right)^2 + 12,2$$

Таблица 3 – Расчет давления для клапана управления при разных сигналах

$Q, \text{ м}^3/\text{с} \times 10^{-4}$	0,2	0,4	0,5	0,6	0,8
$P_{\text{кл.упр.1}}, \text{ МПа}$	9,16	10,38	11,63	12,9	16,2
$P_{\text{кл.упр.2}}, \text{ МПа}$	12,66	13,88	15,13	17,4	19,7

Для основного клапана:

$$P_{\text{кл.}} = \frac{881}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot z} \right)^2 + P_{\text{н}}$$

$$P_{\text{кл.1}} = \frac{881}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot z} \right)^2 + 16,2$$

$$P_{\text{кл.2}} = \frac{881}{2} \left(\frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot \sin \beta \cdot z} \right)^2 + 19,7$$

Таблица 4 – Расчет давления для основного клапана при разных сигналах

$Q, \text{м}^3/\text{с} \times 10^{-3}$	0,08	0,1	0,5	1	2
$P_{\text{кл.1}}, \text{МПа}$	16,201	16,202	16,268	16,47	17,292
$P_{\text{кл.2}}, \text{МПа}$	19,701	19,702	19,768	19,97	20,792

Получаем характеристики при разном сигнале на электромагните:

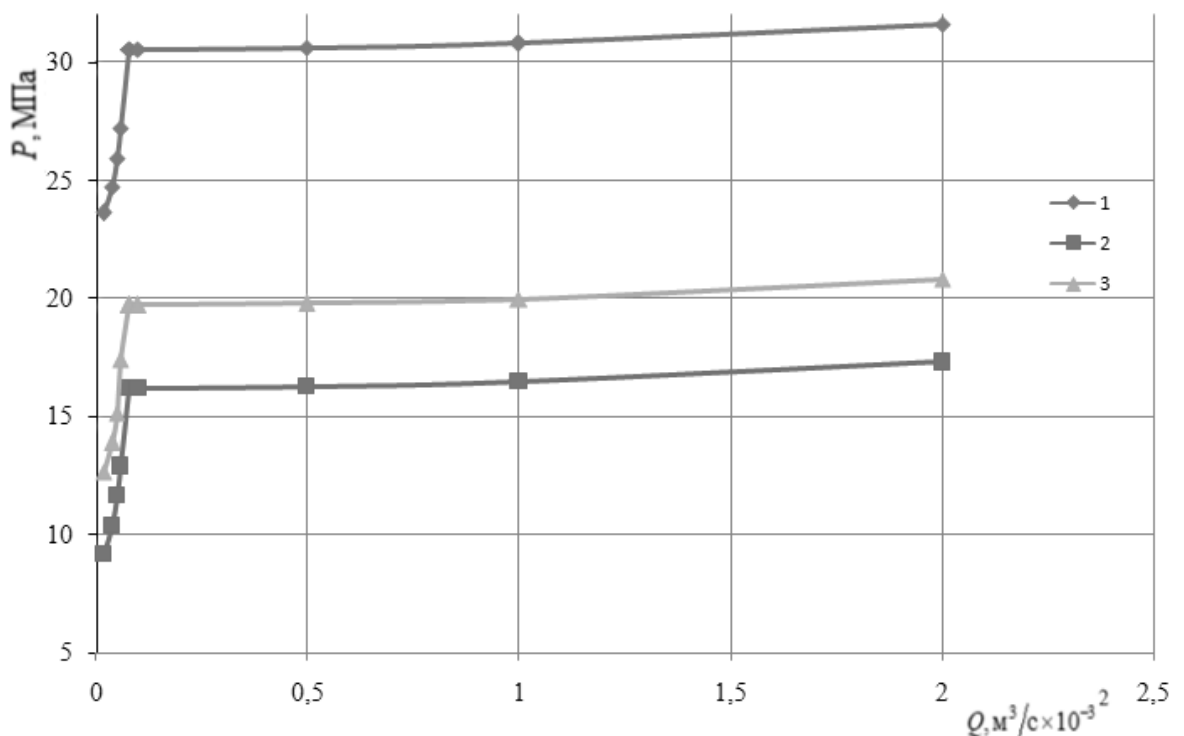


Рисунок 13 – Характеристика: 1 – при $I = 0,3 \text{ А}$; 2 – при $I_1 = 0,15 \text{ А}$;

3 – при $I_2 = 0,2 \text{ А}$.

5. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД

Испытания - неотъемлемый этап создания новых изделий, а также многих технологических процессов. Необходимость испытаний обусловлена требованиями подтверждения безопасности и заявленных функциональных характеристик продукции.

Испытательный стенд – оборудование специального назначения для проверок и дальнейшего улучшения технических характеристик различного вида производимых объектов или устройств. Испытание на стенде можно разделить на три этапа:

- подготовка к испытанию, то есть исходя из исследуемого объекта, подобрать оборудования для испытания;
- испытание объекта, тем самым сбор различных сведений;
- обработка и оформление полученных испытательных данных.

5.1. Показатели испытания

У всех гидроаппаратов проверяются функционирование, прочность, наружная герметичность, ресурс и масса. Дополнительно к этим можно выделить показатели для отдельных групп гидравлических аппаратов [стр.603,7]. Вдобавок для предохранительного клапана непрямого действия проверяются следующие показатели, такие как: внутренняя герметичность, зависимость давления настройки от расхода, плавность регулирования.

5.1.1. Функционирование

При проверке функционирования изучается:

- работоспособность органов управления оборудованием (переключателей, кнопок, регуляторов и т.п.);
- обеспечение безопасности функционирования;
- проход рабочей жидкости в линиях, в соответствие со схемой аппарата;

- параметры, характеризующие работоспособность оборудования;
- характер и величину перемещения рабочих элементов;
- параметры, характеризующие надежность оборудования;
- регулирование давления, расхода и т.д.

Проверка осуществляется в два этапа:

1 этап – вначале при минимальном давлении;

2 этап – после проверки прочности и наружной герметичности при минимальном и максимальном давлениях управления в гидролиниях.

5.1.2. Прочность

Для проверки подвергаются все полости, в которых есть вероятность появления избыточного давления. Схема станда приведена на рисунке 14.

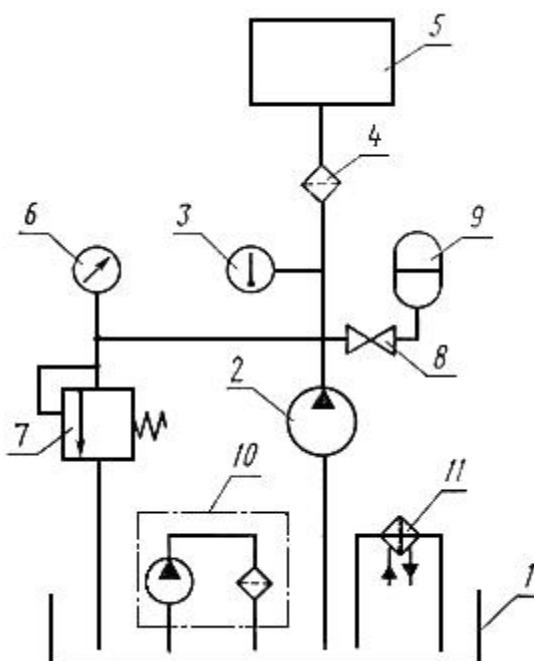


Рисунок 14 – Схема станда для проверки прочности и наружной герметичности. 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – термометр; 4 – фильтр; 5 – испытываемый гидроаппарат; 6 – манометр; 7 – переливной клапан; 8 – вентиль; 9 – гидроаккумулятор; 10 – фильтрующая установка; 11 – теплообменный аппарат.

Прочность проверяют одновременным подводом рабочей жидкости к различным линиям гидроаппарата при давлении не менее $1,5P_{\text{НОМ}}$ для каждой из этих линий с выдержкой не менее 3 мин. При этом потение наружных поверхностей, течь по резьбам и стыкам не допускаются.

5.1.3. Наружная герметичность

Наружная герметичность это показатель наличия или отсутствия утечки. К проверки подвергаются все полости, в которых есть вероятность появления избыточного давления. Схема стенда приведена на рисунке 14.

Наружную герметичность проверяют давлением не менее $1,5P_{\text{НОМ}}$, а также при других давлениях, указанных в технической документации, в установленном порядке. Продолжительность проверки - не менее 3 мин.

5.1.4. Ресурс

Проверку на данный показатель проводят на стенде, обеспечивающем функционирование гидроаппарата в соответствии с его назначением. При этом обеспечивают выдержку запорно-регулирующего элемента в фиксируемых положениях. Проверку ресурса и наработки до отказа проводят при номинальном давлении. Величина расхода рабочей жидкости, а в том числе дополнительные условия проведения проверки ресурса и наработки до отказа указываются в стандартах или технических условиях на конкретные аппараты.

При проведении ускоренных испытаний значения давления и расхода указывают в стандартах или технических условиях на конкретные гидроаппараты.

Испытания проводят по этапам продолжительностью каждого не более 30% ресурса. После каждого этапа измеряют основные параметры испытываемого гидроаппарата. Результаты измерений записывают в журнал ресурсных испытаний. При измерении ресурса в циклах их число должно регистрироваться счетчиком.

5.1.5. Внутренняя герметичность

Проверку проводят при номинальном давлении, а также при других давлениях, указанных в стандартах или технических условиях на конкретные аппараты в каждом из положений рабочего элемента гидроаппарата.

Внутреннюю герметичность напорных гидроклапанов проверяют при давлении настройки, равном номинальному, при номинальном расходе и давлении на входе, указанном в стандартах или технических условиях на конкретные аппараты. Если давление на входе не указано, проверку следует проводить при давлении, равном не менее $0,8P_{\text{ном}}$. Схема стенда указана на рисунке 15.

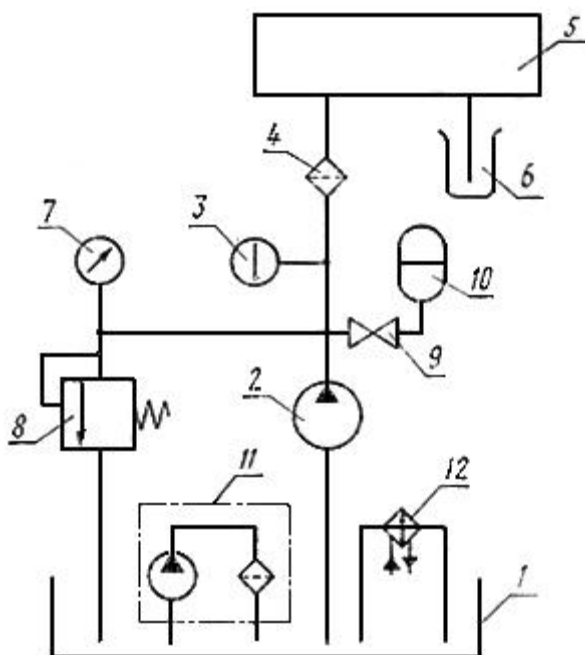


Рисунок 15 – Схема для проверки внутренней герметичности. 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – термометр; 4 – фильтр; 5 – испытываемый гидроаппарат; 6 – мензурка; 7 – манометр; 8 – переливной гидроклапан; 9 – вентиль; 10 – гидроаккумулятор; 11 – фильтрующая установка; 12 – теплообменный аппарат.

При проверке герметичности сопряжений типа "клапан-седло" рабочую жидкость подают через подклапанную полость в надклапанную полость гидроаппарата. После достижения в надклапанной полости номинального

давления или пробного давления (контролируемого манометром, подключенным к надклапанной полости) давление в подклапанной полости медленно снижают.

Герметичность сопряжений проверяют по падению давления в надклапанной полости за определенное время. Значение падения давления, время, за которое происходит падение давления, и момент начала отсчета времени должны быть указаны в стандартах или технических условиях на конкретные гидроаппараты. Объем рабочей жидкости в надклапанной полости должен быть в пределах 1-2% номинального расхода испытываемого гидроаппарата. Схема станда представлена на рисунке 16.

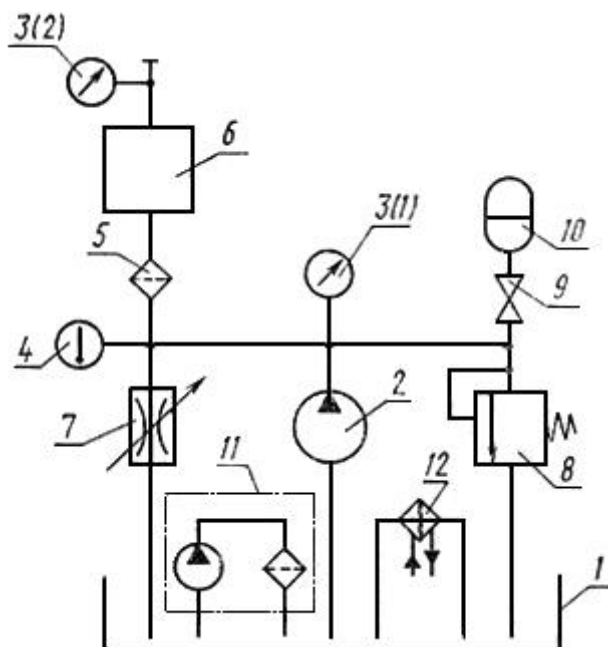


Рисунок 16 – Схема станда для проверки герметичности сопряжения типа "клапан-седло". 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – манометр; 4 – термометр; 5 – фильтр; 6 – испытываемый гидроаппарат; 7 – дроссель; 8 – предохранительный гидроклапан; 9 – вентиль; 10 – гидроаккумулятор; 11 – фильтрующая установка; 12 – теплообменный аппарат.

5.1.6. Зависимость давления настройки от расхода

Проверку изменения давления проводят не менее чем при пяти значениях настройки испытываемого гидроаппарата, взятых с равным интервалом в пределах установленного диапазона давлений. При этом величина расхода в диапазоне, установленном в стандартах или технических условиях на конкретные аппараты, должна изменяться плавно. Схема стенда приведена на рисунке 17.

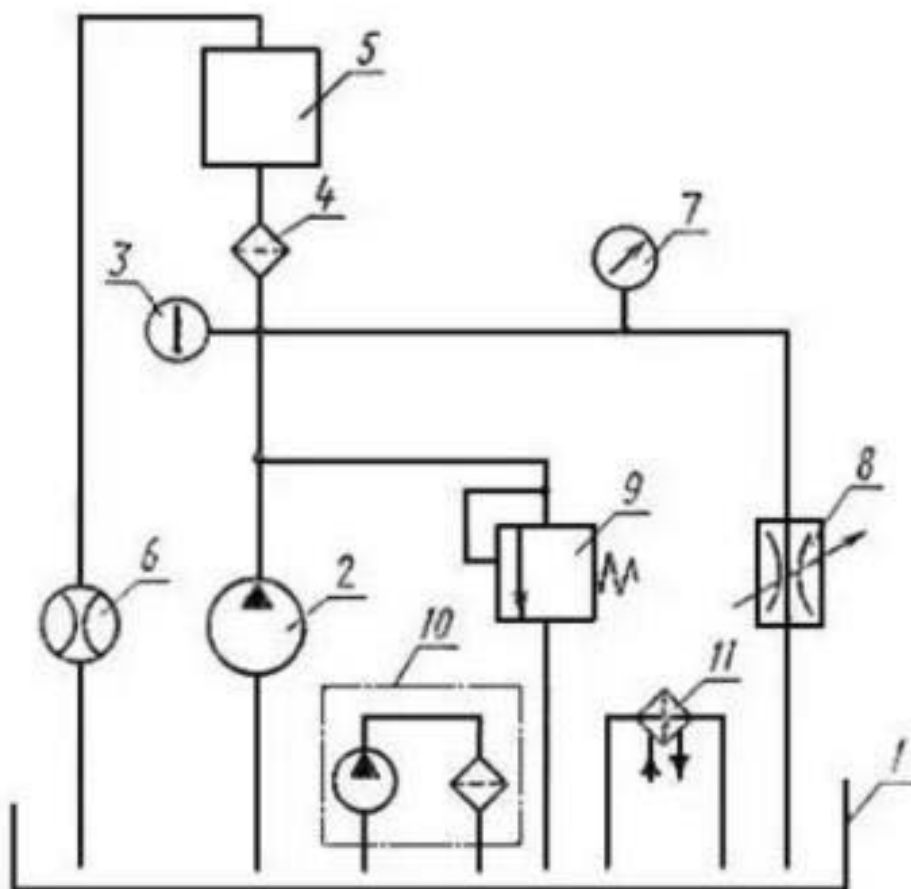


Рисунок 17 – Схема стенда для проверки зависимости изменения давления настройки от расхода. 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – термометр; 4 – фильтр; 5 – испытываемый гидроаппарат; 6 – расходомер; 7 – манометр; 8 – дроссель; 9 – предохранительный гидроклапан; 10 – фильтрующая установка; 11 – теплообменный аппарат.

5.1.7. Плавность регулирования пропорциональным электромагнитом и диапазон настройки

Проверке подлежат крайние значения диапазона настройки и плавность регулирования при номинальном расходе либо номинальном давлении, в зависимости от типа испытуемого гидроаппарата.

Диапазон настройки давления и плавность регулирования в диапазоне настройки давления допускается проверять в процессе определения других параметров.

5.1.8. Масса

Массу гидроаппарата определяют взвешиванием. Полости аппарата при этом должны быть свободны от рабочей жидкости.

Погрешность взвешивания не более $\pm 3\%$.

5.2. Подбор оборудования для стенда

Таким образом, изучив виды и методы испытаний предохранительного клапана непрямого действия, решил спроектировать универсальную гидравлическую схему для испытательного стенда таким образом, чтобы в данный стенд входили все вышеперечисленные методы и показатели испытаний.

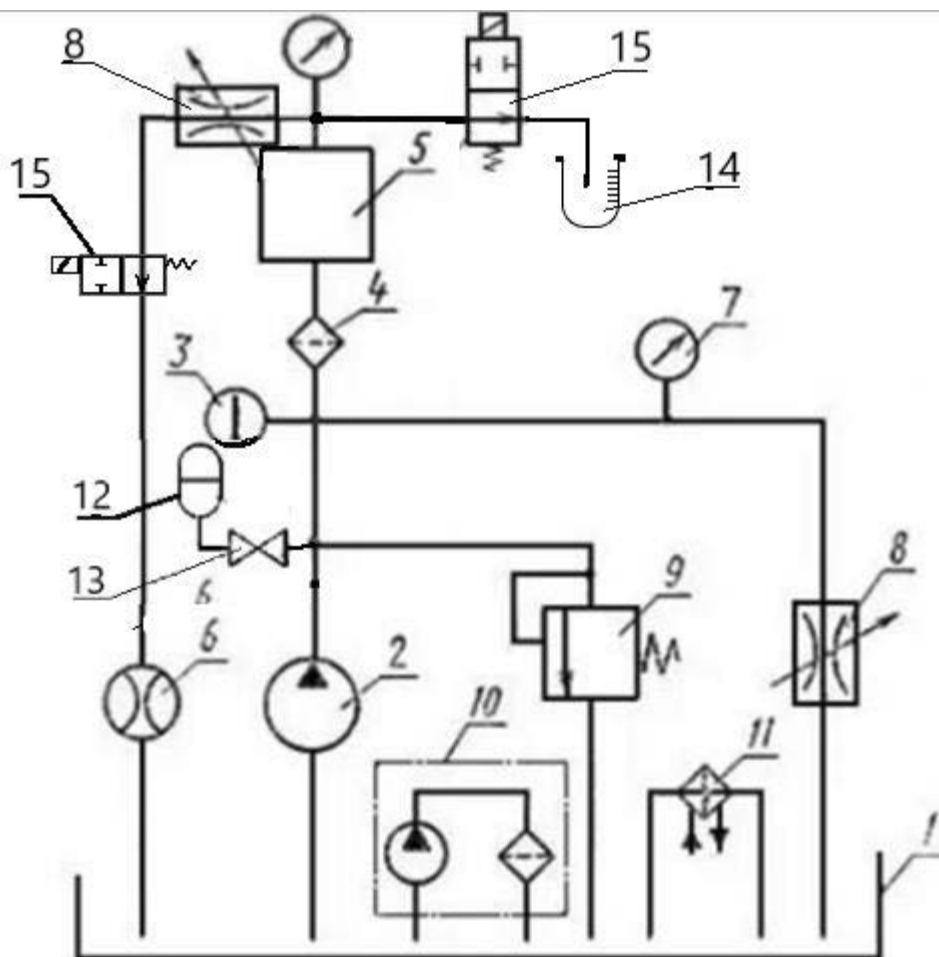


Рисунок 18 – Универсальный испытательный стенд для предохранительного клапана непрямого действия. 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – термометр; 4 – фильтр; 5 – испытываемый гидроаппарат; 6 – расходомер; 7 – манометр; 8 – дроссель; 9 – предохранительный гидроклапан; 10 – фильтрующая установка; 11 – теплообменный аппарат; 12 – гидроаккумулятор; 13 – вентиль; 14 – мензурка; 15 – гидрораспределитель.

5.2.1. Подбор насоса

Подбираем насос, который способен обеспечить работоспособность стенда. Исходя из величины расхода и давления, рассчитанный для предохранительного клапана непрямого действия, выбираем аксиально-поршневой насос с постоянным рабочим объемом A2FO80(Рисунок 18).



Рисунок 18 – Аксиально-поршневой насос с постоянным рабочим объемом A2FO

Технические характеристики насоса указаны на рисунке 19.

Технические характеристики

Таблица значений (теоретические значения, без КПД и допусков; значения округлены)

Номинальный размер	NG	5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	
Объем насоса геометрический, на один оборот	V_g см ³	4,93	10,3	12	16	22,9	28,1	32	45,6	56,1	63	80,4	
Частота вращения, макс. ¹⁾	n_{nom} об/мин	5600	3150	3150	3150	2500	2500	2500	2240	2000	2000	1800	
	$n_{max}^{2)}$ об/мин	8000	6000	6000	6000	4750	4750	4750	4250	3750	3750	3350	
Объемный расход при n_{nom}	q_v л/мин	27,6	32	38	50	57	70	80	102	112	126	145	
Мощность при $\Delta p = 350$ бар	P кВт	14,5 ⁴⁾	19	22	29	33	41	47	60	65	74	84	
	P кВт	–	22	25	34	38	47	53	68	75	84	96	
Крутящий момент ³⁾	при V_g и $\Delta p = 350$ бар	T Н·м	24,7 ⁴⁾	57	67	89	128	157	178	254	313	351	448
		T Н·м	–	66	76	102	146	179	204	290	357	401	512
Жесткость на скручивание	c кН·м/рад	0,63	0,92	1,25	1,59	2,56	2,93	3,12	4,18	5,94	6,25	8,73	
Момент инерции Силовая установка	J_{TW} кгм ²	0,00006	0,0004	0,0004	0,0004	0,0012	0,0012	0,0012	0,0024	0,0042	0,0042	0,0072	
Угловое ускорение, максимальное α	рад/с ²	5000	5000	5000	5000	6500	6500	6500	14 600	7500	7500	6000	
Объем корпуса	V L		0,17	0,17	0,17	0,20	0,20	0,20	0,33	0,45	0,45	0,55	
Масса (ок.)	m кг	2,5	6	6	6	9,5	9,5	9,5	13,5	18	18	23	

Рисунок 19 – Технические характеристики насоса

5.2.2. Подбор датчика температуры

Выбираем датчик температуры типа ТСМ (термометр сопротивления медный) (Рисунок 20).

Основные параметры:

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата
------	------	---------	---------	------

- диапазон измерения $-50...+150\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- выходной сигнал $4...20\text{ mA}$;
- погрешность измерения $\pm 0.15\%$;
- напряжение питания $12...36\text{ В}$ (постоянный ток);
- степень защиты IP54 по ГОСТ 14254—96.

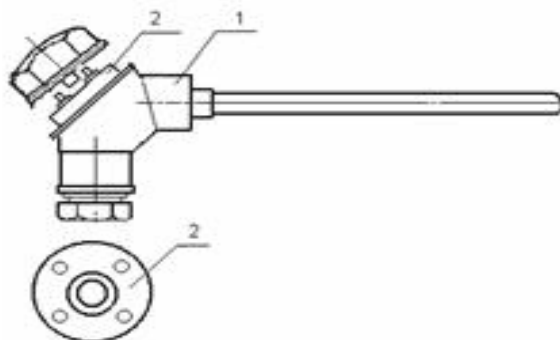


Рисунок 20 – Датчик температуры типа ТСМ. 1 – термометр сопротивления ТСМ; 2 - измерительный преобразователь ТП 420/05

5.2.3. Выбор расходомера

Выбираем электронный расходомер жидкостей ЭМИС-ПЛАСТ 220 (Рисунок 21).



Рисунок 21 – Расходомер ЭМИС-ПЛАСТ 220

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата

Технические характеристики :

Измеряемая среда	жидкости
Диаметр условного прохода	от 8 до 300 мм
Максимальное давление	До 42 МПа
Температура окружающей среды	от -40 до +55°C
Температура измеряемой среды	от 0 до +150°C
Погрешность измерения расхода	до 0,5%
Выходной сигнал	импульсный /4-20 мА/Modbus RTU
Пылевлагозащита	IP65

5.2.4. Выбор манометра

Учитывая параметры испытуемого гидроклапана, выбираем манометр с заправкой рабочей жидкостью тип АВЗММ63-400БАР/МПа (Рисунок 22) фирмы Bosch Rexroth. Максимальная индикация 1000 бар в зависимости от типа.



Рисунок 22 – Манометр типа АВЗММ

Особенности конструкции:

					ЮУрГУ – 15.03.02.2020.575.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		49

- Манометр служит для измерения и индикации давления в гидравлических установках;
- Корпус из высококачественной стали;
- Вид крепления с резьбовым соединением либо креплением в виде скобы.

5.2.5. Подбор предохранительного клапана

Выбираем предохранительный клапан непрямого действия тип DBEM20G-315 (Рисунок 23) фирмы Bosch Rexroth.

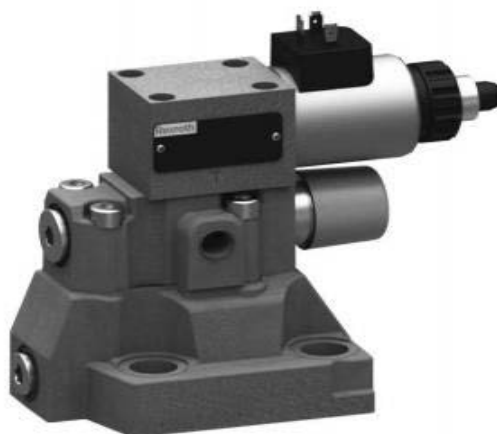


Рисунок 23 – Предохранительный клапан тип DBEM

Гидравлические характеристики (измерения выполнены для масла HLP46, $\vartheta_{\text{масла}} = 40 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$)		NG10	NG25	NG32
Максимальное рабочее давление	– Присоединения P и X	бар	350	
	– Присоединение T	бар	315	
	– Присоединение Y	бар	отдельное, без напора по отношению к баку	
Максимальное установленное давление	– Значение давления 50 бар	бар	50	
	– Значение давления 100 бар	бар	100	
	– Значение давления 200 бар	бар	200	
	– Значение давления 315 бар	бар	315	
	– Значение давления 350 бар	бар	350	
Минимальное установленное давление при нулевом заданном значении		бар	см. графические характеристики на стр. 10	
Защита от максимального давления, настройка при поставке			При необходимости значение может быть увеличено	
	– Значение давления 50 бар	бар	до 75 бар	
	– Значение давления 100 бар	бар	до 135 бар	
	– Значение давления 200 бар	бар	до 240 бар	
	– Значение давления 315 бар	бар	до 350 бар	
	– Значение давления 350 бар	бар	до 390 бар	
Максимальный объемный расход	л/мин	275 ¹⁾	550	700
Объемный расход управления	л/мин	0,4–1	0,4–1,5	0,4–1,5

Рисунок 24 – Характеристики предохранительного клапана

5.2.6. Подбор фильтра

Выбираем напорный фильтр 3ФГМ32-10М (Рисунок 25).

Технические характеристики:

- номинальное давление – 32 МПа;
- номинальный расход – 200 л/мин;
- условный проход – 40 мм;
- тонкость фильтрации – 10 мкм.

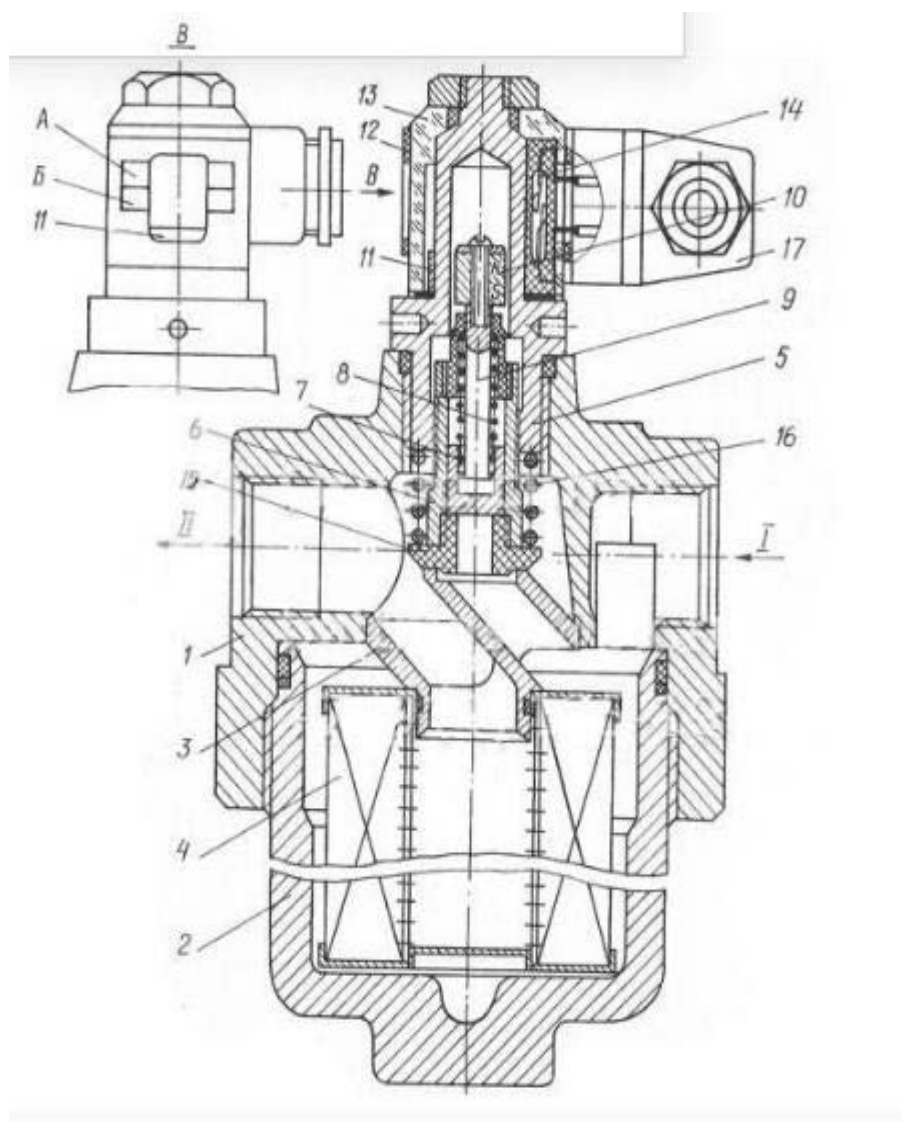


Рисунок 25 – Напорный фильтр 3ФГМ32-10М

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата

5.2.7. Подбор дросселя

Выбираем гидродроссель пропорциональный вставного монтажа типа ДВП (Рисунок 26).

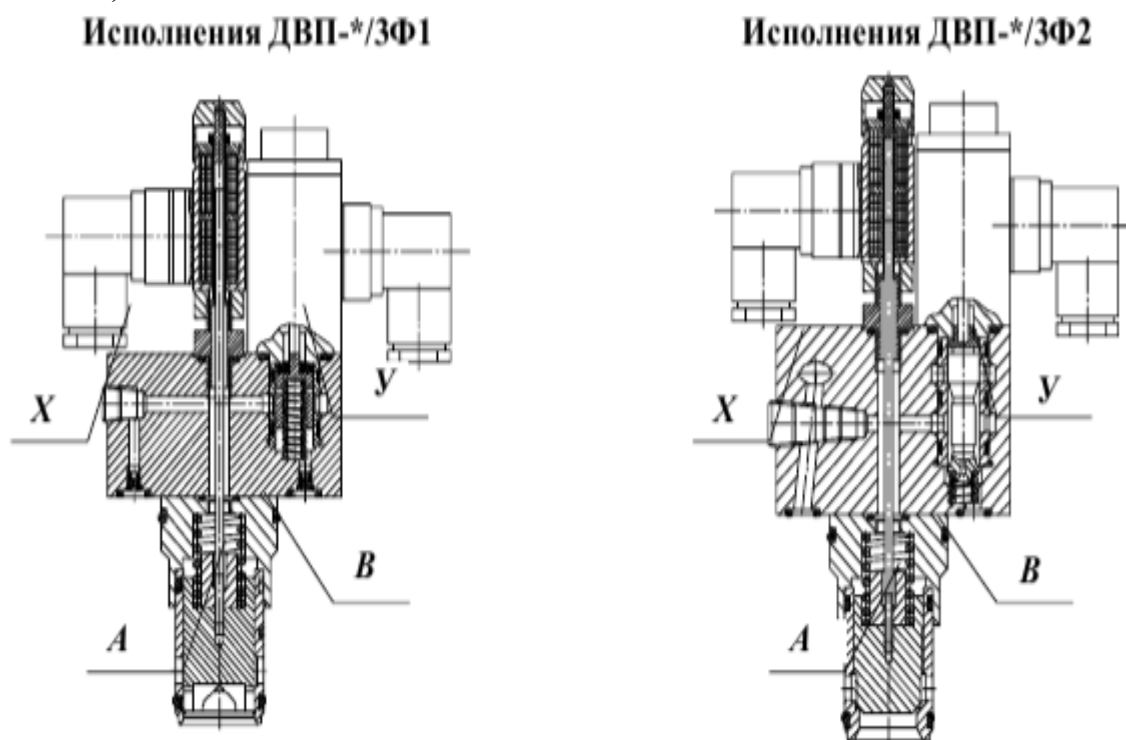


Рисунок 26 – Гидродроссель ДВП-25/3Ф1

Наименование параметра	Величина параметра		
	Ду=16 мм	Ду=25 мм	Ду=32 мм
1 Давление на входе, МПа (кгс/см ²): - номинальное - максимальное	32 (320) 35 (350)		
2 Максимально допустимое давление на выходе, МПа (кгс/см ²): - основного клапана (гидролиния В) - управляющего клапана (гидролиния У)	34 (340) 0,05 (0,5)		
3 Расход рабочей жидкости л/мин: - номинальный - максимальный	125 200	200 300	320 500
4 Гистерезис, %, не более	1		
5 Повторяемость, %	2		
6 Масса, кг, не более	2,3	3,1	4

Рисунок 27 – Основные технические параметры

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата
------	------	---------	---------	------

5.2.8. Подбор электродвигателя

В соответствии с ГОСТом 12139-84 номинальной мощностью двигателей. Выбираем электродвигатель по мощности насоса, то есть синхронный трехфазный электродвигатель АИР280S2.



Рисунок 28 – Электродвигатель АИР280S2

Двигатель*	Мощность, кВт	Номинальная частота вращения, об/мин	КПД, %	Cos φ	Номинальный ток при 380В, А	Номинальный крутящий момент, Н·м	Iпуск/ Iном	Mпуск/ Mном	Mмакс/ Mном	Динамический момент инерции ротора, кг·м ²	Масса, кг
АИР280S2 (5АМ280S2)	110	2965	93,5	0,92	194	354	6,5	1,6	2,3	0,85	685

Рисунок 29 – Технические характеристики

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведенной работы, был спроектирован предохранительных клапан непрямого действия с пропорциональным электромагнитом. Произведены основные расчеты конструктивных параметров, выбор пропорционального клапана, а так же расчеты и графики основных характеристик.

Выполнены сборочные и рабочие чертежи предохранительного клапана непрямого действия.

Таким образом, в ходе проведения данной работы были решены все необходимые задачи. Цель работы полностью достигнута.

					ЮУрГУ – 15.03.02.2020.575.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		54

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода (Справочник). Изд. 2-е. перераб. и доп. Киев: «Техника», 1977.-320с.
2. Анурьев В.И Справочник конструктора машиностроителя. В трех томах. Москва: «Машиностроение», 2001.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие издание 2-е, переработанное и дополненное. Москва: «Машиностроение», 1971.
4. Башта Т.М и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводов. Москва: 1982г.
5. Данилов, Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.: ил.
6. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник.- 3-е издание, переработанное и дополненное. Москва: Машиностроение 1995г.
7. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2008. – 640 с.: ил.
8. Тягунов Ф.Ф. Напорные гидравлические клапаны непрямого действия. - М., 2004
9. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: Учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика».- Москва: Машиностроение, 1979.
10. Каталог пропорциональных электромагнитов Geerplus. – <https://www.geerplus.com/>.
11. Каталог оборудования промышленной гидравлики Bosch Rexroth