

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Ю. И. Кондрашов

**Курсовое проектирование по дисциплине
“Конструкция и проектирование агрегатов и систем”**

Электронное учебное пособие

САМАРА

2011

Автор: **Кондрашов Юрий Иванович**, заслуженный конструктор России, почетный авиастроитель, почетный машиностроитель, почетный работник топливно-энергетического комплекса, к.т.н.

Рецензент: **Фалалеев С. В.**, заведующий кафедрой «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», д.т.н., профессор.

Компьютерная верстка: С. А. Гафуров, К. В. Блюмин, А. Ю. Кондрашов

Кондрашов, Ю. И. Курсовое проектирование по дисциплине “**Конструкция и проектирование агрегатов и систем**” [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / **Ю. И. Кондрашов**; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (6,7 Мбайт). - Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В данном пособии рассмотрены направления и задачи, с которыми сталкиваются проектировщики при конструировании систем, агрегатов и их конструктивных элементов.

В электронном учебном пособии даны практические рекомендации по проектированию, расчету отдельных конструктивных элементов.

Оно может быть использовано не только при изучении теоретического материала по проектированию агрегатов и систем различного назначения, но и при выполнении курсовых работ по машиностроительным дисциплинам и дипломных проектов студентами 4 - 6 курсов. Может быть полезно молодым специалистам авиационной и ракетно-космической отраслей, энергетического машиностроения.

Пособие разработано для подготовки по специальности 150802 “Гидравлические машины, гидроприводы и пневмогидроавтоматика”, изучающих дисциплину «Доводка и эксплуатация агрегатов и систем». Может быть использовано по дисциплине «Конструкция и проектирование агрегатов и систем» бакалаврами по направлению 151000.62 “Технологические машины и оборудование”, семестр 8, курс 4; по направлению бакалавров 141100.62 “Энергетическое машиностроение”, семестр 8, курс 4; магистрами по направлению 160700.1.68 “Двигатели летательных аппаратов”, семестры 9, 10, курс – первый год обучения магистров.

Факультет «Двигатели летательных аппаратов».

Пособие создано на кафедре «Автоматические системы энергетических установок».

ВВЕДЕНИЕ

Электронное учебное пособие: “Курсовое проектирование по дисциплине конструкция и проектирование агрегатов и систем,”- ставит перед собой задачу ознакомить студента с большим разнообразием конструкций агрегатов различного назначения, применяемых в современных системах управления потоками рабочих сред разных отраслей машиностроения, и научить каждого студента практическим навыкам проектирования агрегатов на примере конкретного из наиболее распространенных конструкций агрегата.

Содержит основные понятия, необходимые конструктору при проектировании агрегатов. Приведены примеры конструктивных расчетов наиболее часто встречающихся элементов агрегатов, которые должны выполнять каждый конструктор на стадии проектирования агрегатов, а также в случае возникновения отклонений от конструкторской документации при изготовлении деталей агрегата. Дается классификация по видам дефектов, встречающихся при их анализе, в процессе доводки и эксплуатации агрегатов. В современном мире в основном сложились два направления проектирования изделий.

Первое направление заключается в модификации существующей конструкции с целью адаптации под новые, измененные параметры.

Второе направление – создание принципиально новой конструкции агрегата с функциями и параметрами отличными от существующих аналогов.

Для решения задач по обоим направлениям конструктор должен обладать определенным багажом знаний в области материаловедения, технологии изготовления конструктивных элементов, владеть методиками расчета конструктивных элементов, размерных цепей, информацией по причинам проявления конструктивных и других видов дефектов, неисправностей отдельных конструктивных элементов агрегатов аналогов и пр.

Естественно для каждого из этих направлений требуется конструкторы разной квалификации: для второго – более высокой, чем для первого.

Следует, однако, заметить, что проектирование системы, агрегата – это только часть объема работ, которые должны быть выполнены при их создании. Далее происходит процесс проектирования оснастки для изготовления и испытаний, сам процесс изготовления, т.е. реализация в металле. И, наконец, сам процесс проверки и отработки проектированного и изолированного устройства, на полное соответствие параметрам, указанным в требованиях ТЗ, в том числе и на заявленные параметры по надежности (гарантийный, назначенный, технический ресурсы, ресурс до 1 капитального ремонта, определение количества возможных ремонтов в течение срока эксплуатации)

По статистике процесс испытаний в стоимостном и процентном соотношении составляет до 70% от общих затрат на создание системы, агрегата.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Основные понятия и сокращения	5
2. Объем выполняемых работ при конструировании и проектировании агрегатов и систем	6
3. Пример практического решения задачи проектирования конструкции агрегата	7
4. Основные технические требования отражаемые в ТЗ	9
4. 1. Назначение	9
4. 2. Технические данные	9
5. Расчет конструктивных элементов на прочность	9
5.1. Расчет подводящих трубопроводов	9
5.2. Разработка принципиальной конструктивно – функциональной схемы	11
5.3. Газодинамический расчет регулятора давления газа	11
5.4. Построение конструктивной схемы регулятора	13
5.5. Расчетные зависимости для регулятора	13
5.6 Расчет на прочность деталей регулятора газа	14
6. Расчет размерных цепей	24
7. Анализ динамических характеристик регулятора давления газа	28
8. Расчет динамических характеристик регулятора давления газа	32
9. Описание работы регулятора давления газа	35
10. Варианты выполнения курсового проекта	37
11. Список литературы	38
12. Приложение – задания по курсовому проекту	40

1. Основные понятия и сокращения.

Жизнедеятельность летательного аппарата, двигателя, морских и речных судов, энергоблоков, тепловых электростанций, станков и другого оборудования напрямую зависит от надежной работы гидравлической, топливной, пневматической и других систем, обслуживающих эти объекты.

В большинстве случаев любая из этих систем состоит из трех основных цепей:

1) силовая цепь, в которую входят насосы и другие агрегаты, являющиеся источником энергии;

2) распределительная цепь, которая распределяет и регулирует поток рабочей среды, а, следовательно, определяет направление и скорость действия соответствующего механизма;

3) рабочая цепь, состоящая из агрегатов, преобразующих энергию давления в кинематическую (механическую) энергию действующих агрегатов. Этими агрегатами в большинстве случаев являются силовые цилиндры (поступательное движение) и репа – гидравлические моторы (ротативное движение).

В состав этих цепей систем входят трубопроводы и большая номенклатура различных агрегатов: обратные клапаны; перекрывные, отсечные, управляющие клапаны; предохранительные устройства, всевозможные распределители потоковой рабочей среды; регуляторы расхода и давления; насосы, вентили, гидро и пневмоцилиндры, регуляторы, электропневмоклапаны; разъемы трубопроводов, фильтры и многое другое.

В современных условиях при наличии уже созданного огромного количества различных конструкций агрегатов, порой функционально, иногда соответствующих требованиям технического задания по отдельным параметрам вновь проектируемому агрегату, наличие большого числа технической литературы, патентных источников, наличие возможностей интернета во многом облегчают конструктору решение поставленных задач при проектировании.

Процесс проектирования может развиваться в основном в двух направлениях, указанных выше.

Агрегат – унифицированный узел, выполняющий определенные функции

Клапан – это устройство, предназначенное для управления потоком рабочей среды

Затвор – запирающее устройство

Привод – устройство, предназначенное для приведения в движение возвратно-поступательное или вращательное

Обратный клапан – устройство, предназначенное для прохода рабочей среды только в одном направлении

Распределительный клапан – устройство, предназначенное для управления направлением течения рабочей среды

Предохранительный клапан – устройство, предназначенное для исключения возможности повышения давления сверхустановленной величины путем сброса рабочей среды.

Редуктор газовый – устройство для понижения до заданной величины давления газа и поддержания его постоянным в системе.

Регулятор – устройство, предназначенное для поддержания одного или нескольких параметров в требуемых пределах

КУ – клапанное устройство
РРЦ – расчет размерных цепей
ГРС-газораспределительная станция

2. Объем выполняемых работ при конструировании и проектировании агрегатов и систем.

В процессе создания конструкции любого агрегата, системы необходимо соблюдать определенную последовательность в проведении соответствующих работ, которые включают: тщательное изучение требований ТЗ к проектируемому агрегату; составление принципиальной функциональной схемы агрегата; подбора аналога конструкции агрегата или отдельных его элементов к требуемым по ТЗ параметрам; изучение положительных и отрицательных сторон эксплуатации аналога; подбор материалов для конструктивных элементов агрегата; проведение комплекса расчетов конструктивных элементов (прочностных, гидравлических, силовых и т.п.) для оценки габаритных размеров основных деталей агрегата и самого агрегата в целом с параллельной компоновкой агрегата и, наконец, разработкой рабочих чертежей; проведение недостающих расчетов, включая размерные цепи (рисунок 2.1).

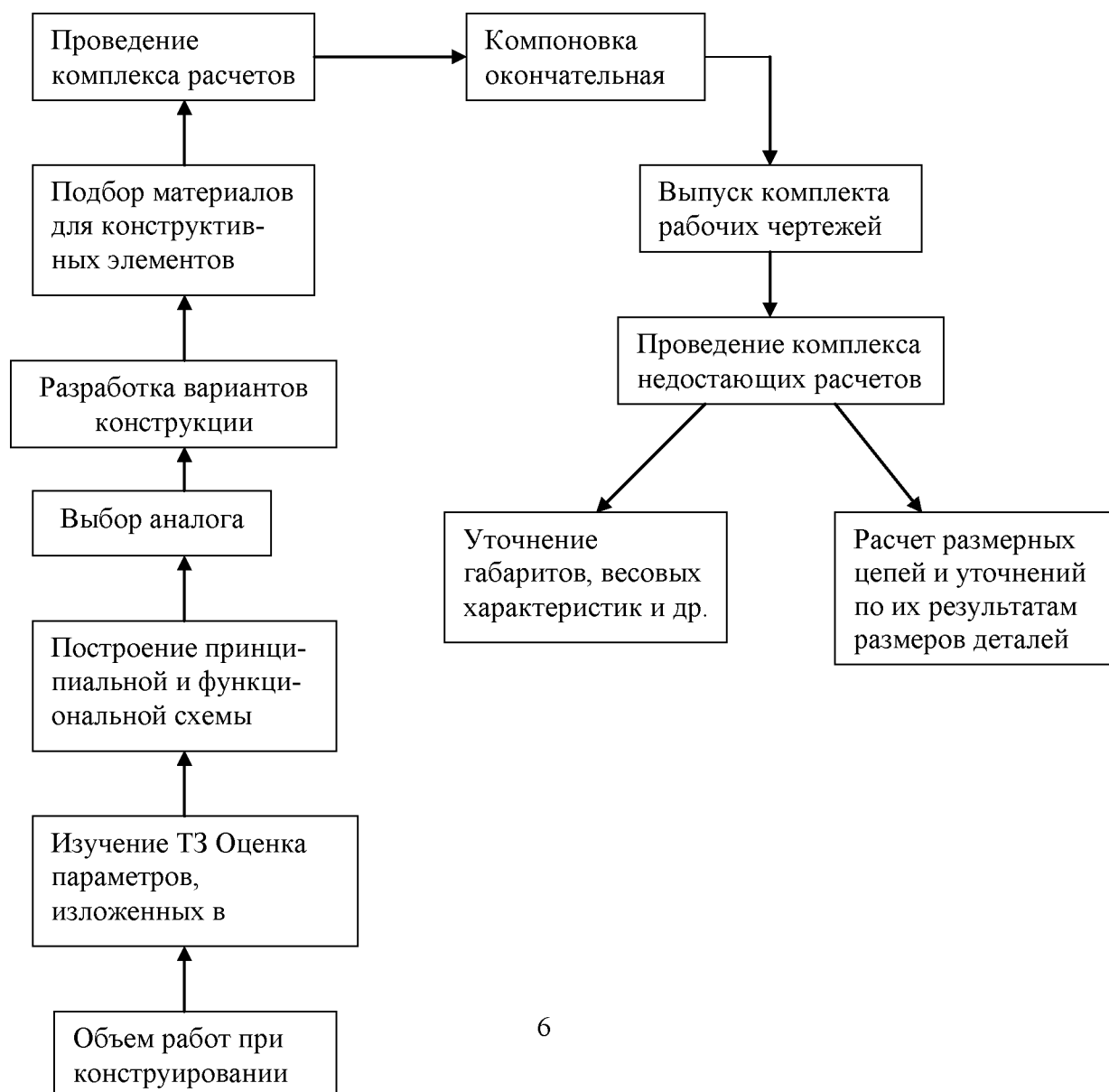


Рисунок 2.1 - Последовательность проведения работ при конструировании агрегатов, систем

Следует, однако, заметить, что при реальном проектировании в промышленности некоторые виды работ частично могут выполняться на стадии эскизного проекта, а при рабочем проектировании обязательно проводится более полное их выполнение и окончательное оформление в виде соответствующих технических документов.

При выполнении курсового проекта по данной дисциплине следует после получения задания руководствоваться последовательностью выполнения работ, представленной на рисунке 2.1, при этом в курсовом проекте необходимо выполнить:

1. Построить принципиальную конструктивно - функциональную схему агрегата.
2. На основе анализа заданных параметров в ТЗ и конструкции агрегата произвести необходимые расчеты для определения основных конструктивных элементов агрегата.
3. подобрать материалы для деталей агрегата, руководствуясь действующими стандартами на материалы.
4. По конструктивной схеме агрегата произвести комплекс необходимых расчетов (гидравлических, прочностных, функциональных)
5. С учетом проведенных расчетов выпустить сборочный чертеж скомпонованного агрегата.
6. Выпустить комплект рабочих чертежей, входящих деталей (по согласованию с преподавателем).
7. Произвести расчет конструктивных размерных цепей (по согласованию с преподавателем).
8. Произвести виртуальную сборку агрегата в формате 3D.
9. Дать описание работы.
- 10.

3. Пример практического решения задачи проектирования конструкции агрегата .

Рассмотрим разработку конструкции агрегата по фактическим параметрам, задаваемым в ТЗ.

В качестве примера рассмотрим систему обеспечения питания природным газом населенных пунктов, предприятий и т.п., отбираемым от магистральных газопроводов с давлением газа до 8,0 МПа. Для указанных нужд необходимо осуществить бесперебойное поступление газа с пониженным давлением, что должен осуществлять соответствующий регулятор. На рисунке 3.1 представлена такая схема подачи природного газа, осуществляющая снижение давления до требуемого, настраиваемого на определенную величину значения в диапазоне от 0,3 до 5,5 МПа и поддержания этого давления при изменении входного давления. Для решения этой задачи необходимо спроектировать соответствующий регулятор давления, отвечающий техническим требованиям, представленным в техническом задании. Внешний вид распределительного узла соответствующего схеме подачи природного газа (см. рисунок 3.1) на ГРС показан на рисунке 3. 2

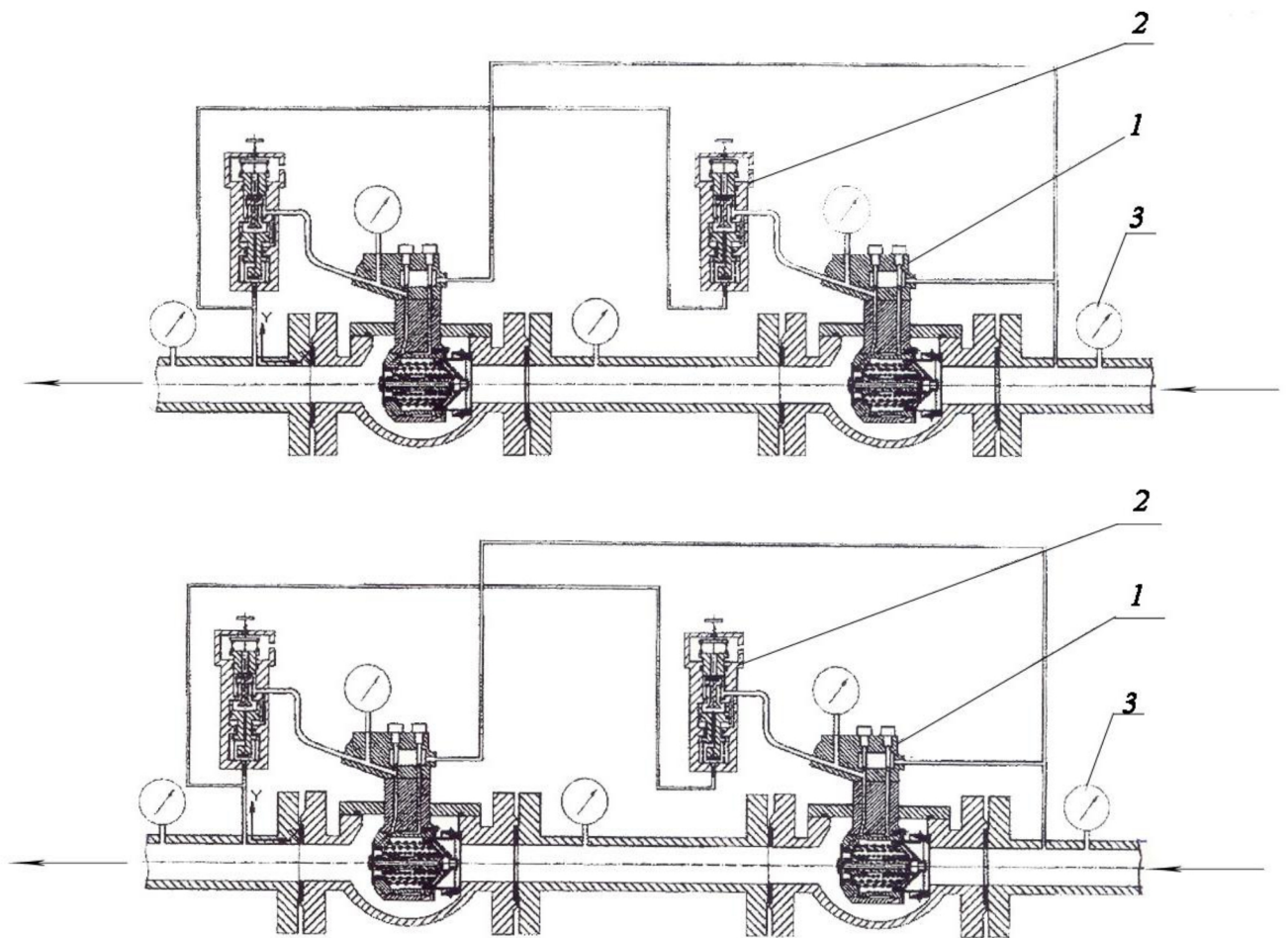


Рисунок 3.1 - Система регулирования по обеспечению природным газом
 1 – регулятор газа; 2 – задатчик; 3 – манометры.

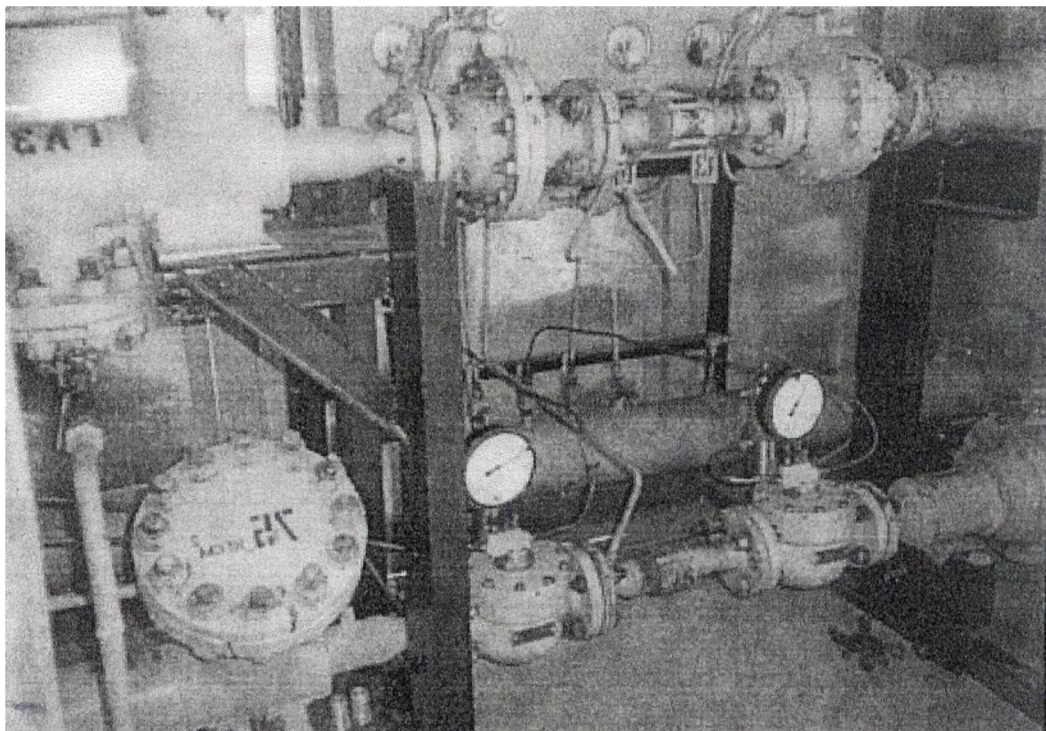


Рисунок 3.2 - Внешний вид распределительного узла газовой системы с регуляторами давления газа РДП80-50М на ГРС

4. Основные технические требования, отражаемые в ТЗ.

Рассмотрим в качестве примера регулятор давления.

4.1. Назначение.

Регулятор давления поршневой прямооточный РДПП 80-50М (в дальнейшем изложении – регулятор) предназначен для снижения и автоматического поддержания в заданных пределах на объектах магистральных газопроводов.

4.2. Технические данные.

4.2.1. Условный проход, D_v -50 мм.

4.2.2. Рабочая среда – природные углеводородные газы по ОСТ 51.40-93:

– плотность при температуре 20°C и нормальном атмосферном давлении – (0,63-0,9) кг/м³

– степень агрессивности – слабокоррозионная;

– токсичность – вредная, класс опасности 3 по ГОСТ 12.1.005-88.

4.2.3. Окружающая среда – воздух.

4.2.4. Температура рабочей среды – от минус 40 до +60°C

4.2.5. Температура окружающей среды – от минус 40 до +50°C

4.2.6. Давление условное, P_v – 8МПа (80кгс/см²)

4.2.7. Диапазон изменения входного давления – 1,0-7,5МПа (10-75 кгс/см²)

4.2.8. Диапазон настройки выходного давления:
0,3-5,5МПа (3,0-55 кгс/см²).

4.2.9. Погрешность автоматического поддержания настроенного выходного давления (при фиксированном входном):

– в пределах настройки 0,3-1,6МПа (3,0-16 кгс/см²) – $\pm 2\%$ от верхнего предела;

– в пределах настройки 1,6-5,5МПа (16-55 кгс/см²) - $\pm 2\%$.

4.2.10. Перепад давления на регуляторе:

– максимальный 7,2МПа (72 кгс/см²);

– минимальный 1,0МПа (10 кгс/см²).

4.2.11. Условная пропускная способность изделия $K V$ умах – 50 м³/час.

5. Расчет конструктивных элементов на прочность.

5.1. Расчет подводящих трубопроводов:

Труба выполнена из стали 12Х18Н9Т ($\sigma_s = 520$ МПа).

Труба 42х2,5 находится под давлением 8 МПа(80 атм)

За расчетную схему примем цилиндр с внутренним диаметром b и внешним a .

Будем считать, что цилиндр нагружен внутренним давлением P_b и внешним давлением P_a , равным атмосферному. Схема нагружения представлена на рисунке 5.1

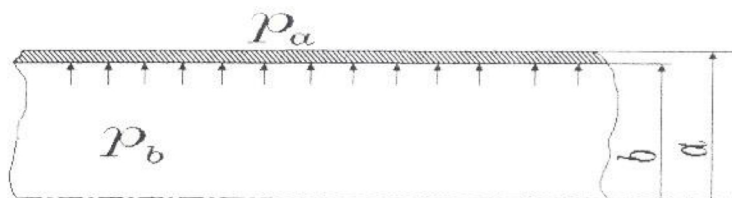


Рисунок 5.1 - Схема расчета трубопровода на прочность

Радиальное напряжение σ_r будет равно:

$$\sigma_3 = \sigma_r = -P_b,$$

Тангенциальное напряжение:

$$\sigma_1 = \sigma_T = \frac{P_b \cdot (b^2 + a^2) - 2 \cdot P_a \cdot a^2}{a^2 - b^2},$$

По теории наибольших касательных напряжений в случае отсутствия осевой силы, т.е. $\sigma_z = 0$, эквивалентное напряжение считается так:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3,$$

Расчет трубы 42x2,5:

$$\sigma_3 = \sigma_r = -P_b = 8 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_1 = \sigma_T = \frac{P_b \cdot (b^2 + a^2) - 2 \cdot P_a \cdot a^2}{a^2 - b^2} = \frac{8 \cdot (18,5^2 + 21^2) - 2 \cdot 0,1 \cdot 21^2}{21^2 - 18,5^2} = 63 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 63 + 8 = 71 \text{ МПа.}$$

$$\text{Коэффициент запаса: } n = \frac{\sigma_6}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{520}{71} = 7$$

Коэффициент запаса прочности трубы 42x2,5 равен 7, что вполне допустимо.

Расчет на прочность трубы 50x1 – отводящей, выполненной из стали 12X18H10T ($\sigma_6 = 520 \text{ МПа}$).

Расчет трубы 50x1:

$$\sigma_3 = \sigma_r = -P_b = 3 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_1 = \sigma_T = \frac{P_b \cdot (b^2 + a^2) - 2 \cdot P_a \cdot a^2}{a^2 - b^2} = \frac{8 \cdot (25^2 + 26^2) - 2 \cdot 0,1 \cdot 26^2}{26^2 - 25^2} = 74 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 74 + 3 = 77 \text{ МПа.}$$

$$\text{Коэффициент запаса: } n = \frac{\sigma_6}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{520}{77} = 6,5.$$

Коэффициент запаса прочности трубы 50x1 равен 6,5, что вполне допустимо.

Расчет болтовых соединений крепления.

В процессе работы соединение надувается изнутри высоким давлением газа. При этом возникают усилия, растягивающие болты крепления. Под растяжением понимается такой вид нагружения, при котором в поперечном сечении болты возникают только нормальные силы, а все прочие внутренние силовые факторы равны нулю. Расчетная схема нагружения показана на рис. 5. 2



Рисунок 5.2 - Расчетная схема нагружения

Для расчета воспользуемся методом сечений. Будем считать, что во всех поперечных сечениях стрежня возникают только нормальные силы N , равные P . $N=P$

Рассмотрим напряжения, возникающие в поперечном сечении растянутого стрежня. Нормальная сила N является равнодействующей внутренних сил в сечении. Естественно предположить, что для однородного стрежня внутренние силы распределены по сечению равномерно. Тогда нормальное напряжение в сечении будет равно:

$$\sigma = \frac{N}{F_\sigma}, \text{ где } F_\sigma - \text{площадь поперечного сечения болта.}$$

При закрытом клапане на крепежные болты действует сила их растягивающая

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P, \text{ где}$$

D – внутренний диаметр трубы ($D=0,42 \text{ м}$)

P – давление внутри $P=8\text{МПа}$ (80 кгс/см^2)

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P = \frac{\pi \cdot 0,42^2}{4} \cdot 8 \cdot 10^6 = 1107792\text{ Н}$$

Сила, передаваемая одному болту:

$$P = \frac{Q}{i}, \text{ где } i - \text{ число болтов } (i=8)$$

$$P = \frac{Q}{i} = \frac{1107792}{8} = 138474\text{ Н}$$

Нормальное напряжение, возникающее в болте (для расчета берется минимальное поперечное сечение, для болта М8 равно 5,5):

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{F_{\sigma}} = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{138474 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0055^2} = 551 \cdot 10^6\text{ МПа}$$

Коэффициент запаса для болтов будет равен:

$$n = \frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\text{экв}}},$$

где σ_{σ} - предел прочности материала болтов

$$\text{тогда } n = \frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{900}{551} = 1,63$$

Коэффициент запаса для болтов равен 1,63, что вполне допустимо.

5.2. Разработка принципиальной конструктивно - функциональной схемы.

Принципиальная конструктивно-функциональная схема проектируемого регулятора представлена на рисунке 5.3, и ее можно использовать для проведения последующих конструктивных расчетов.

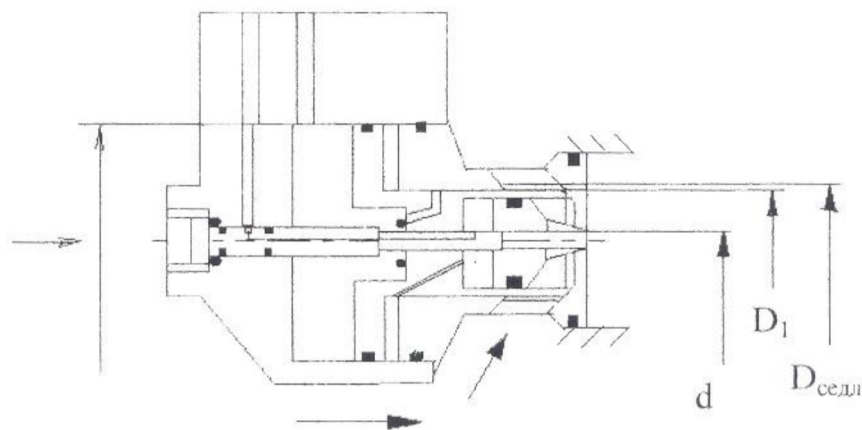


Рисунок 5.3 Принципиальная конструктивно-функциональная схема регулятора

5.3. Газодинамический расчет регулятора давления газа.

Газодинамический расчет регулятора давления газа предполагает определение конструктивных размеров его основных элементов, от которых зависит пропускная способность агрегата.

В качестве исходных данных (рисунок 5) к расчету задаются диаметрами:

$$D=87\text{ мм}, d=13\text{ мм}, D_{\text{седла}}=40\text{ мм}, D_1=37\text{ мм}.$$

Расчет эффективной площади:

$$1. F_{\text{эф.вых.}} = F_{\text{эф.ред.}} - F_{\text{эф}}$$

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) - \frac{\pi}{4}(D_{\text{седла}}^2 - d_1^2) = F_{\text{эф.вых}}$$

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - D_{\text{седла}}^2) - \frac{\pi}{4}(D_1^2 - d^2) = F_{\text{эф.ред}}$$

$$58,09 - 1,81 = 56,28 \text{ см}^2$$

$$46,85 + 9,42 = 56,27 \text{ см}^2$$

Определим, при каких перепадах давлений в полостях редуктора работает изделие.

Начало открытия клапана при $P_{\text{вых}} = 75 \text{ кгс/см}^2$:

$$P_{\text{вх}} \cdot F_{\text{кольца}} + P_{\text{пруж}} + F_{\text{тр}} < P_{\text{ред}} \cdot F_{\text{эф}}$$

$$P_{\text{редmin}} = \frac{P_{\text{пруж}} + P_{\text{тр}} - P_{\text{вх}} \cdot F_{\text{кан min}}}{F_{\text{эфф}}} = \frac{28 + 8 - 75 \cdot \frac{\pi}{4}(40 - 39,9313^2)}{56,28} = 0,51 \text{ кгс/см}^2$$

$$P_{\text{редmax}} = \frac{28 + 8 - 75 \cdot \frac{\pi}{4}(40 - 39,975^2)}{56,28} = 0,618 \text{ кгс/см}^2$$

2. $P_{\text{в}} = 75 \text{ кгс/см}^2$, $F_{\text{тр}} = 8 \text{ кг}$; $P_{\text{пруж}} = 28 \text{ кг}$:

3. $P_{\text{вх}} = 75 \text{ кгс/см}^2$; $P_{\text{вых}} = 3 \text{ кгс/см}^2$. Определим $P_{\text{ред}}$:

$$P_{\text{вых}} \cdot F_{\text{эфф}} + P_{\text{пруж}} + P_{\text{тр}} + z \cdot h \leq P_{\text{ред}} \cdot F_{\text{эфф}} + P_{\text{вх}} \cdot F_{\text{кольца}}$$

$$\frac{3 \cdot 56,28 + 28 + 8 + 0,665 \cdot 0,5 - 75 \cdot F_{\text{кольца}}}{56,28} \leq P_{\text{ред}}$$

$$F_{\text{кольца max}} = \frac{\pi}{4} \cdot (40,062^2 - 39,913^2) = 0,0939 \text{ см}^2$$

$$F_{\text{кольца min}} = \frac{\pi}{4} \cdot (40^2 - 39,975^2) = 0,0157 \text{ см}^2, \text{ тогда :}$$

$$3,52 \text{ кгс/см}^2 \leq P_{\text{редmin}} ;$$

$$3,62 \text{ кгс/см}^2 \leq P_{\text{редmax}} .$$

тогда:

$$\Delta P_{\text{min}} = P_{\text{ред}} - P_{\text{вых}} = 3,52 - 3 = 0,52 \text{ кгс/см}^2$$

$$\Delta P_{\text{max}} = P_{\text{ред}} - P_{\text{вых}} = 3,62 - 3 = 0,62 \text{ кгс/см}^2$$

4. $P_{\text{вх}} = 75 \text{ кгс/см}^2$; $P_{\text{вых}} = 40 \text{ кгс/см}^2$. Определим $P_{\text{ред}}$:

$$P_{\text{вых}} \cdot F_{\text{эфф}} + P_{\text{пруж}} + P_{\text{тр}} + z_{\text{ход}} - P_{\text{вых}} \cdot F_{\text{кольца}} \leq P_{\text{ред}} \cdot F_{\text{эфф}}$$

$$\frac{40 \cdot 56,28 + 28 + 8 + 0,665 \cdot 0,5 - 75 \cdot F_{\text{кольца}}}{56,28} \leq P_{\text{ред}}$$

$$40,656 \text{ кгс/см}^2 \leq P_{\text{редmin}} ;$$

$$40,76 \text{ кгс/см}^2 \leq P_{\text{редmax}} .$$

тогда:

$$\Delta P_{\text{min}} = 0,656 \text{ кгс/см}^2$$

$$\Delta P_{\text{max}} = 0,76 \text{ кгс/см}^2$$

Далее определим величины проходных сечений элементов регулятора по формуле:

$$F = \pi \cdot \frac{D^2}{4},$$

1. на входе по фланцу ($\text{Ø}45$) $F_{45} = 15,846 \text{ см}^2$;

2. на выходе в зоне седла ($\text{Ø}38$) $F_{38} = 11,385 \text{ см}^2$;

3. на выходе в зоне седла ($\text{Ø}40$) при внутреннем Ø гайки 15 мм $F_{40} = 10,79 \text{ см}^2$.

5.4. Построение конструктивной схемы регулятора.
 Конструктивная схема регулятора представлена на рисунке 5.4

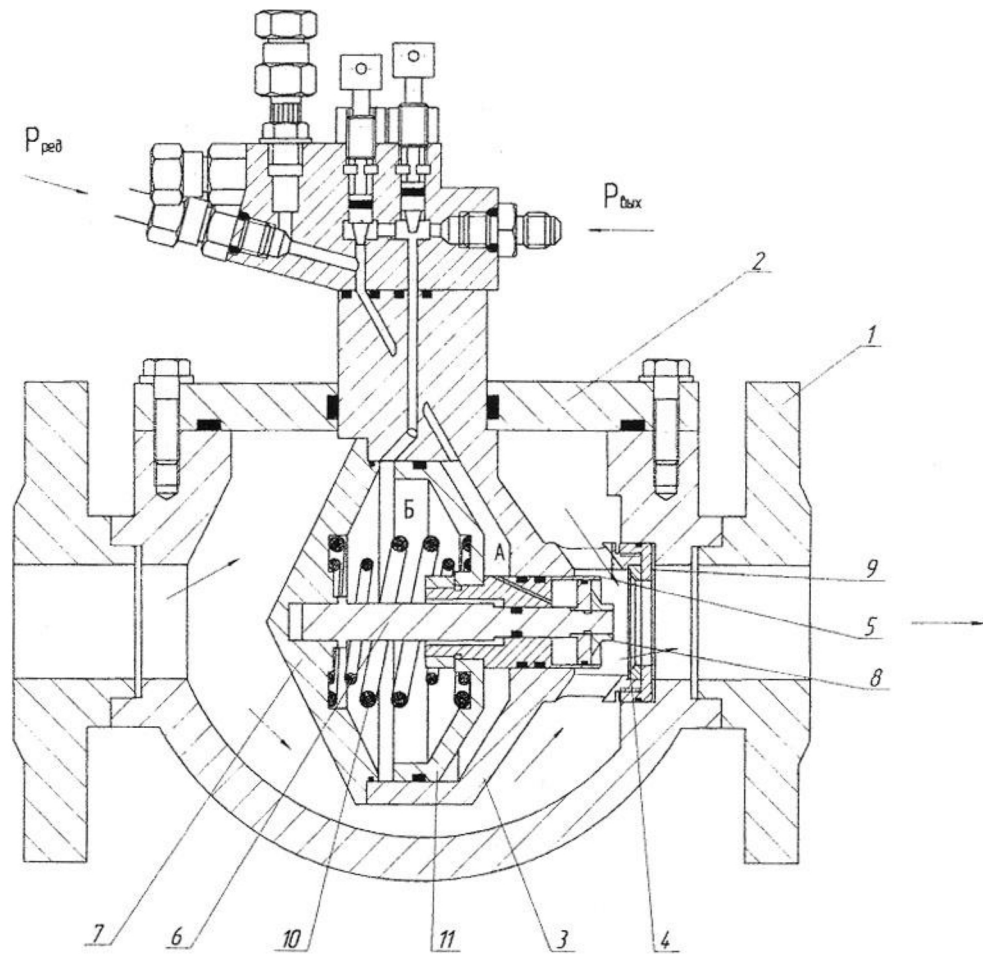


Рисунок 5.4' - Конструктивная схема регулятора давления газа РДПП 80-50М:
 1-корпус; 2-вставка; 3-гильза; 4-седло; 5-затвор; 6-шток; 7-крышка;
 8-гайка; 10-пружина; 11-поршень

5.5. Расчетные зависимости для регулятора.

Уравнения, описывающие работу регулятора в статическом режиме, являются:

- уравнение расхода газа

$$G_{рег} = G_{потр}$$

- уравнение баланса сил, действующих на клапан – поршень регулятора:

$$\begin{aligned} & [P_4 + K_p \cdot (P_1 - P_4)] \cdot (F_4 - F_k) + P_3 \cdot [(F_{P4} - F_4) + (F_k - F_{SH4})] - P_4 \cdot (F_{P4} - F_{SH4}) \cdot \\ & \cdot T_k \cdot (R_{P4} + Z_4 \cdot X_4) - F_{TP4} = 0 \end{aligned}$$

где:

$G_4 = f(X_4, P_3, P_4)$ - расход газа через регулятор;

$G_{пот}$ -расход газа потребителя (задавался как расход через шайбу с диаметром (D_p), равным в % от D_y регулятора;

F_4 - площадь клапана регулятора;

F_{TP4} - сила трения в подвижных элементах регулятора. Она реализуется в трех уплотнительных кольцах: по штоку (D_{SH4}), по поршню (D_{R4}) и по клапану (D_K).

В качестве уплотнительного устройства подвижных элементов регулятора выбрано кольцо прямоугольного сечения из фторопласта, подпружиненное изнутри резиновым кольцом круглого сечения.

В расчетах условно принята величина F_{TP4} , которая корректируется по фактическому исполнению уплотнительных устройств.

После разработки и выпуска комплекта рабочих чертежей деталей, входящих в регулятор РДПП 80-50М производится расчет конструктивных элементов деталей регулятора (см. рисунок 5.5)

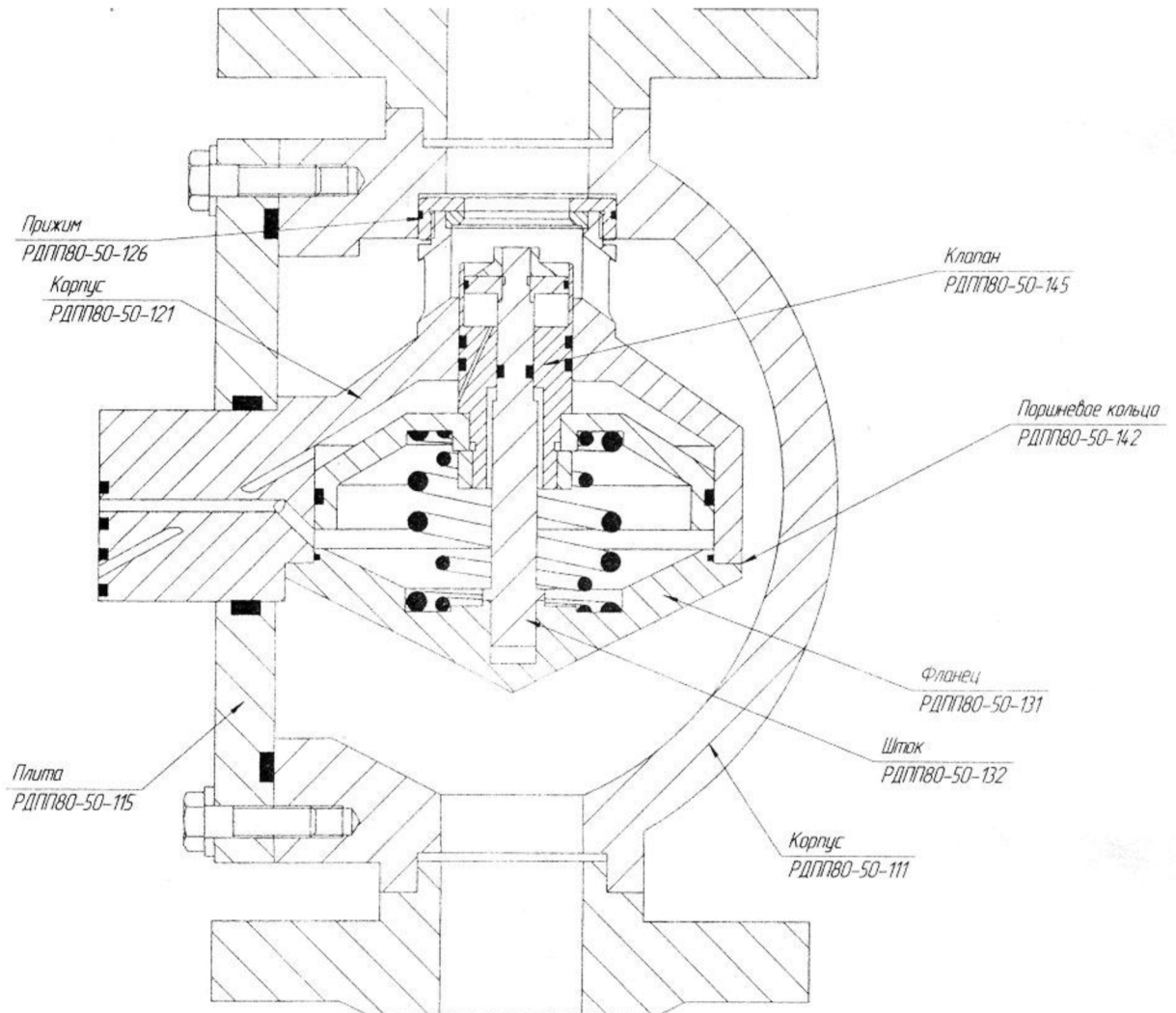


Рисунок 5.5 - Регулятор давления газа. Детали, конструктивные элементы которых требуют расчетов на прочность

5.6. Расчет на прочность деталей регулятора давления газа.

Произведем расчет статической прочности: корпуса (РДПП 80-50М-111), плиты (РДПП 80-50М-114), корпуса (РДПП 80-50М-121), прижима (РДПП 80-50М-126), фланца (РДПП 80-50М-142), клапана (РДПП 80-50М-145).

Учитывая громоздкость и большой объем чертежей на указанные выше детали, далее в расчетах приведены лишь эскизы отдельных элементов деталей, подлежащих расчетам, где также указаны марки материалов, используемых для изготовления.

Корпус. Чертеж РДПП 80-50М-111

Материал – сталь 35ХГСЛКТ60.

Предел текучести – $\sigma_T = 60$ кгс/мм²

Предел прочности – $\sigma_B = 78 \dots 100$ кгс/мм² ($d_{\text{отп}} = 4 \dots 3,6$ НВ отливки)

Предел прочности – $\sigma_B = 38,6$ кгс/мм² (поставка – 5 образцов)

Рабочее давление – $P_{\text{раб}} = 75$ кгс/мм²

Стенка

Расчетная схема:

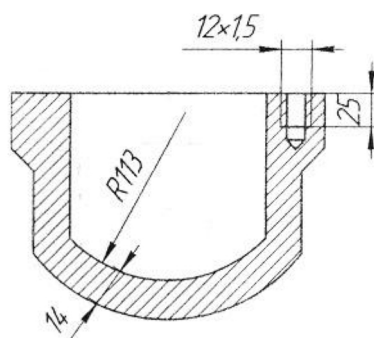


Рисунок 9 - Корпус

Так как отношение внутреннего диаметра стенки к ее толщине меньше 20:

$$R113 \cdot 12 / \delta = 16.14286 < 20,$$

то напряжение определяется по Формуле Ляме:

$$\sigma_{\text{ЛЯМЕ}} = 1,5 \cdot P_p \cdot ((R113 + 14)^2 + (R113)^2) / (100 \cdot ((R113 + 14)^2 - (R113)^2)) = 9,675670$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta = \sigma_T / \sigma_{\text{ЛЯМЕ}} = 6,601121$$

$$\eta = \sigma_B / \sigma_{\text{ЛЯМЕ}} = 3,989388 \text{ (поставка – 5 образцов)}$$

Резьба М12·1,5

Расчетная сила, нагружающая фланец

$$Q_p = 1,5 \cdot P_{\text{раб}} \cdot 0,785 \cdot (D184^2) / 100 = 29899.08 \text{ кгс}$$

Расчетная сила на одну проушину

$$Q_{p1} = Q_p / 10 = 2989.908 \text{ кгс}$$

Количество витков резьбы, воспринимающих усилие Q_{p1} ($z < 8$)

$$z = (L - 2 \cdot c) / s = 14,7$$

Принимаем $z = 8$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = Q_{p1} / (z \cdot f_{\text{изг}}) = 19,98602 \text{ кгс/мм}^2$$

коэффициент запаса прочности

$$\eta_{\text{изг}} = \sigma_T / \sigma_{\text{изг}} = 3,002099$$

$$\eta_{\text{изг}} = \sigma_B / \sigma_{\text{изг}} = 1,931350 \text{ (поставка – 5 образцов)}$$

Плита. Чертеж РДПП 80-50М-114

Материал – сталь 30ХГСА (сталь 35ХГСЛКТ60 – 5 образцов)

Предел прочности – $\sigma_B = 75 \dots 97$ кгс/мм² (21...29 HRC₃)

Предел прочности – $\sigma_B = 90 \dots 105$ кгс/мм² (сталь 45 (260...300) НВ – поставка – 5 образцов)

Рабочее давление – $P_{раб} = 75$ кгс/см²

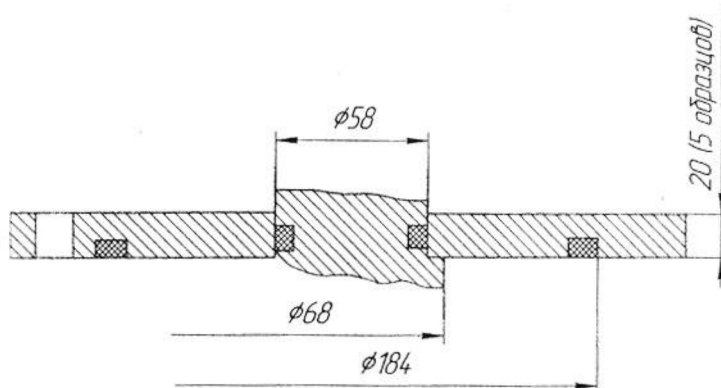


Рисунок 10 - Плита

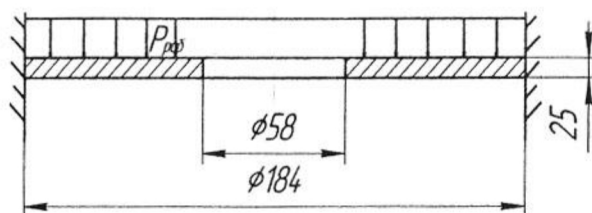


Рисунок 11 - Расчетная схема 2

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг}(P) = (1.5 \cdot P_{раб} \cdot D184^2) / C_p \cdot h^2$$

$$B = D58 / D184 = 0,3152174 \quad C_p = 13,27$$

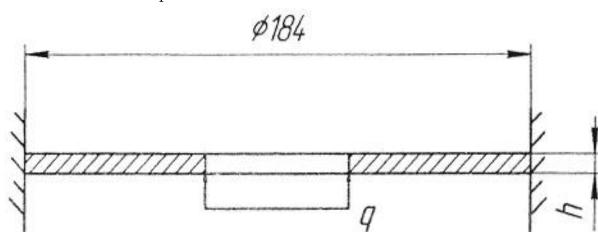


Рисунок 12 - Расчетная схема 1

$$\sigma_{изг}(P) = 717.5584 \text{ кгс/см}^2 = 7,7175584 \text{ кгс/мм}^2$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг}(Q) = Q / (C(Q) \cdot h / 2)$$

$$B = D58 / D184 = 0,3152174 \quad C(Q) = 3,877$$

$$Q = 1.5 \cdot P_{раб} \cdot D58^2 / 100 = 3784.5 \text{ кгс}$$

$$\sigma_{изг}(Q) = 1,56 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{изг}(Q) = 2,440353 \text{ кгс/мм}^2 \text{ (поставка 5 образцов)}$$

Суммарное напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \sigma_{изг}(P) + \sigma_{изг}(Q) = 9,61 \text{ кгс/мм}^2 \text{ (поставка 5 образцов)}$$

$$\sigma_{изг} = 6,15 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{изг} = \sigma_B / \sigma_{изг} = 12,2; \eta_{изг} = 9,36 \text{ (5 образцов)}$$

Корпус. Чертеж РДПП 80-50М-121

Материал – сталь 14Х17Н2Л (ЭИ263).

Предел прочности – $\sigma_B = 78...112 \text{ кгс/мм}^2$ ($d_{отн} = 4,0$ 3.4 мм НВ отливки)

Давление на входе:

$$P_{вх} = 75 \text{ кгс/см}^2.$$

Давление от задатчика:

$$P_{зад} = 38 \text{ кгс/см}^2.$$

Давление на выходе:

$$P_{вых} = 55 \text{ кгс/см}^2.$$

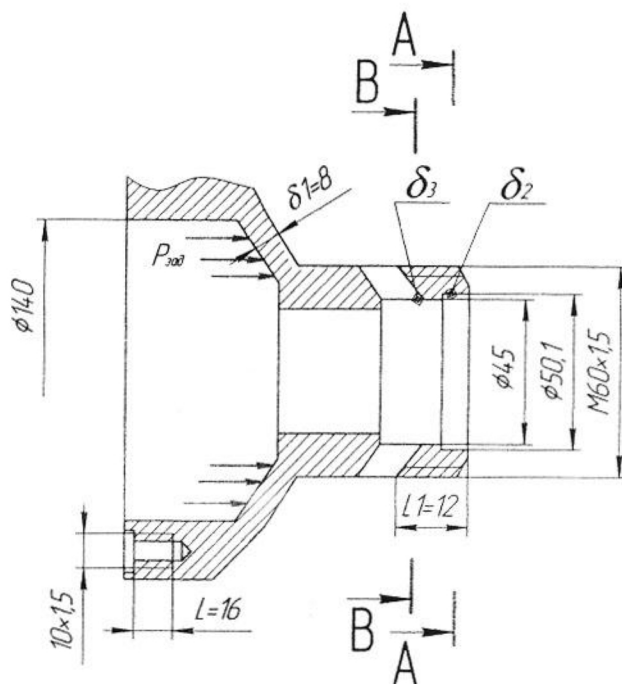


Рисунок 13 - Корпус

Стенка 1

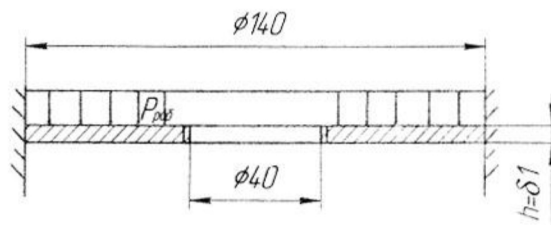


Рисунок 14 - Расчетная схема 2

$$\sigma_{изг} = 1,5 \cdot P_{зад} \cdot D140^2 / (C_p \cdot h^2)$$

$$B = D40 / D140 = 0,2857143 \quad C_p = 12,93$$

$$\sigma_{изг} = 20,60415 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{изг} = \sigma_B / \sigma_{изг} = 3,785278$$

Резьба М10·1,5

Расчетная сила, нагруженная фланец

$$P_p = 1,5 \cdot P_{вых} \cdot 0,785 \cdot (D140^2 - D129^2) = 1950,259 \text{ кгс}$$

Расчетная сила, на одну проушину

$$P_{p1} = P_p / 4 = 487,5648 \text{ кгс}$$

Количество витков резьбы, воспринимающих усилие P_p ($z < 8$)

$$z = (L_1 - 2 \cdot c) / s = 8,666667$$

Принимаем $z=8$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = P_p / (z \cdot f_{изг}) > 4,036133 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{изг} = 19,32543$$

Резьба М60·1,5

Расчетная сила, действующая на клапан

$$P_p = P_{вых} \cdot 0,785 \cdot D140^2 + 1,5 \cdot P_{ax} \cdot 0,785 \cdot (D70^2 - D41^2) = 11305,08 \text{ кгс}$$

(по схеме нагружения изделия при испытаниях в цехе)

Количество витков резьбы, воспринимающих усилие P_p ($z < 8$)

$$z = (L_1 - 2 \cdot c) / s = 6$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = P_p / (z \cdot f_{изг}) = 19,3 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{изг} = \sigma_B / \sigma_{изг} = 4$$

Стенка 2

Расчетная сила, действующая на клапан

$$P_p = P_{вых} \cdot 0,785 \cdot D140^2 + 1,5 \cdot P_{ax} \cdot 0,785 (D70^2 - D41^2) = 11305,08 \text{ кгс}$$

Площадь отрыва

$$F_{отр} = 0,785 \cdot (D58^2 - D50^2) = 712,9562 \text{ мм}^2$$

Напряжение отрыва

$$\sigma_{отр} = \frac{P_p}{F_{отр}} = 15,85663 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{отр} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{отр}} = 4,919079$$

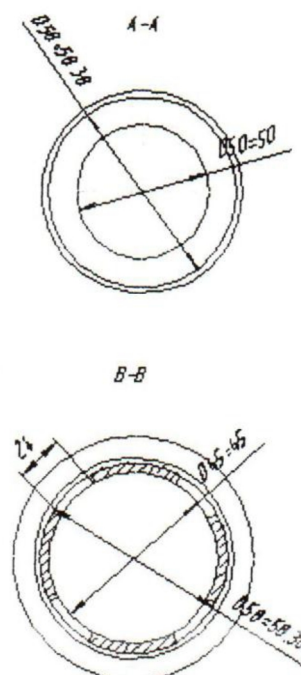


Рисунок 15 – Корпус в разрезе

Стенка 3

Расчетная сила, действующая на клапан

$$P_p = P_{\text{вых}} \cdot 0,785 \cdot (D140)^2 + 1,5 \cdot P_{\text{вх}} \cdot 0,785 \cdot ((D70)^2 - (D41)^2) = 11305,08 \text{ кгс}$$

Площадь отрыва

$$F_{\text{отр.кол}} = 0,785 \cdot ((D58)^2 - (D45)^2) - 4 \cdot 24 \cdot (D58 - D45) / 2 = 443,5912 \text{ мм}^2$$

Напряжение отрыва

$$\sigma_{\text{отр.кол}} = \frac{P_p}{F_{\text{отр.кол}}} = 25,5 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{\text{отр}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{отр.кол}}} = 3,060581$$

Прижим. Чертеж РДПП 80-50М-126

Материал – сталь 30ХГСА

Предел прочности - $\sigma_s = 97 \dots 113,5 \text{ кгс/мм}^2$ (29...35,5HRCэ)

Давление на входе – $P_{\text{раб}} = 75 \text{ кгс/см}^2$

Давление на выходе – $P_{\text{вых}} = 55 \text{ кгс/см}^2$

Буртик

При расчете на прочность прижима рассматривается наихудший случай нагружения, возможный при испытаниях в цехе: давление подается только на вход в регулятор и в выходную полость.

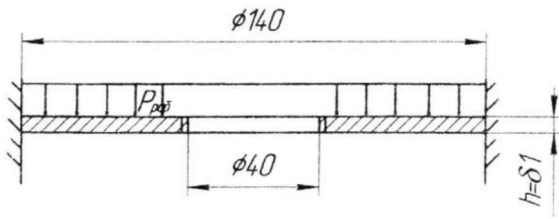


Рисунок 16 – Расчетная схема 2

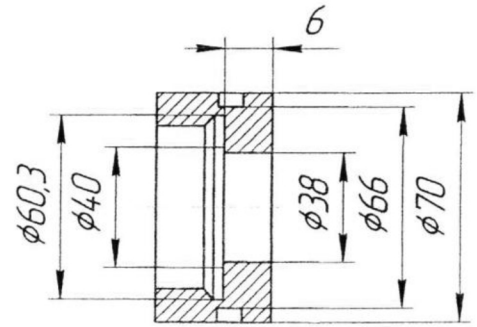


Рисунок 17 – Прижим

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг}(P_{раб}) = 1,5 \cdot \frac{P_{раб}(D60)^2}{C_p h^2}$$

$$C_p = f(B)$$

$$B = D38/D60 = 0,6301824$$

$$C_p = 27,49$$

$$\sigma_{изг}(P_{раб}) = 4,133424 \text{ кгс/мм}^2$$

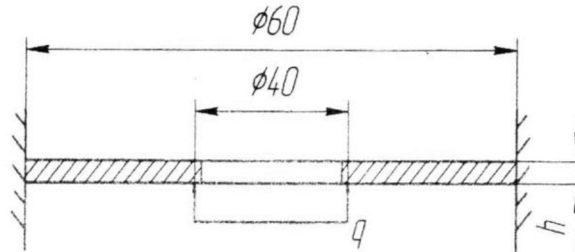


Рисунок 18 – Расчетная схема 1

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг}(B) = 40,36579 \text{ кгс/мм}^2$$

Суммарное напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \sigma_{изг}(P_{раб}) + \sigma_{изг}(Q) = 44,49921 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{изг} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{изг}} = 2,179814$$

Стенка 1

Расчетная сила, действующая на прижим (наихудший случай $P_{зад} = 0 \text{ кгс/см}^2$)

$$Q = 8569,334 \text{ кгс}$$

Площадь отрыва

$$F_{отр} = 0,785((D66)^2 - (D60,3)^2) = 565,1294 \text{ мм}^2$$

Напряжение отрыва

$$\sigma_{отр} = \frac{P_p}{F_{отр}} = 15,16349 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta = \frac{\sigma_B}{\sigma_{отр}} = 6,396943$$

Фланец. Чертеж РДПП 80-50М-130 (РДПП 80-50М-131)

Материал – сталь 30ХГСА.

Предел прочности $\sigma_s = 97...113,5 \text{ кгс/мм}^2$ (29...35,5HRCэ)

Рабочее давление – $P_{\text{вых}} = 55 \text{ кгс/см}^2$

Расчет «ушек» под винты

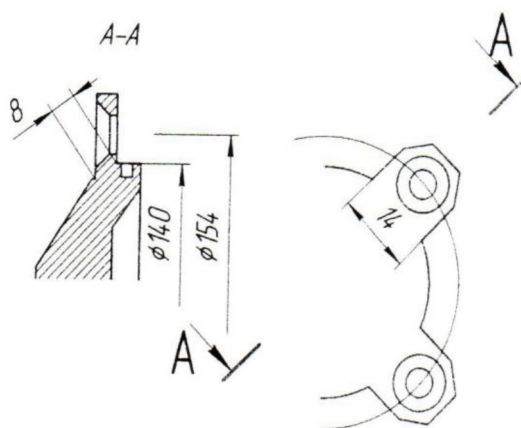


Рисунок 19 – Фланец

Усилие от давления

$$Q_p = P_{\text{раб}} \cdot 0,785 \cdot (D140)^2 = 8462,3 \text{ кгс}$$

Усилие от давления на одну проушину

$$Q_{p1} = Q_p / 4 = 2115,575 \text{ кгс}$$

Изгибающий момент, действующий на проушину

$$M = Q_{p1} \cdot b$$

$$b = (D154 - D140) / 2 = 7 \text{ мм}$$

$$M = 14,80903 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления сечения изгибу 1 проушины

$$W = I \cdot \pi^2 / 6 = 3482 / 6 = 362,6667 \text{ мм}^2$$

Напряжение изгиба на 1 проушину

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M}{W} = 40,83371 \text{ кгс/мм}^2$$

Напряжение среза на 1 проушину

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q_p \cdot l}{F_{\text{ср}}} = 7,777849 \text{ кгс/мм}^2$$

Приведенное напряжение

$$\sigma_{\text{пр}} = \sigma_{\text{изг}}^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2 = 42,99856 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{пр}}} = 2,255889$$

Шток. Чертеж РДПП 80-50М-132

Материал – сталь 30ХГСА

Предел прочности - $\sigma_s = 97...113,5 \text{ кгс/мм}^2$ (29...35,5HRCэ)

Рабочее давление – $P_{\text{вых}} = 55 \text{ кгс/см}^2$

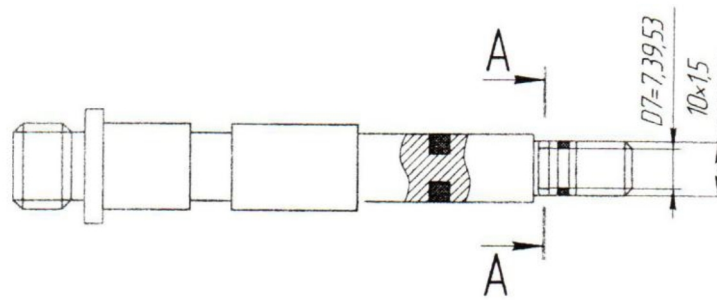


Рисунок 20 – Шток

Резьба М10 1,5

Усилие от давления

$$P_p = 1,5 \cdot P_{\text{раб}} \cdot 0,785 \cdot ((D_{37})^2 - (D_7)^2) = 852 \text{ кгс}$$

Количество витков резьбы, воспринимающих усилие P_p ($z < 3$)

$$z = (L - 2 \cdot c) / s = 4,6667$$

Принимаем $z = 4$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P_p}{0,785 \cdot (D_7)^2} = 14 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{изг}}} = 6,9$$

Сечение А-А

Напряжение отрыва

$$\sigma_{\text{отр}} = \frac{P_p}{0,785 \cdot (D_7)^2} = 20,4 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{\text{отр}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{отр}}} = 4,8$$

Поршневое кольцо. Чертеж РДПП 80-50М-142

Материал – сталь 20

Предел прочности - $\sigma_B = 35 \text{ кгс/мм}^2$

Рабочее давление – $P_{\text{раб}} = 55 \text{ кгс/мм}^2$

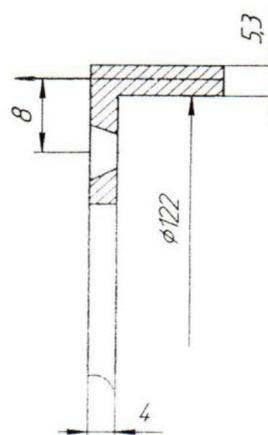


Рисунок 21 – Поршневое кольцо

Расчет крепления кольца

Усилие от давления

$$P_p = 1,5 \cdot P_{\text{раб}} \cdot 3,14 \cdot D140 \cdot t = 1922,2 \text{ кгс}$$

Момент изгиба

$$M_{\text{изг}} = P_p \cdot l = 15377 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$$

Момент сопротивления изгибу

$$M_{\text{изг}} = 3,14 \cdot d \cdot h^2 = 6501 \text{ мм}^3$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}} = 2,56 \text{ кгс/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta_{\text{изг}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{изг}}} = 11,8$$

Клапан. Чертеж РДПП 80-50М-145

Материал – сталь 20Х13

Предел прочности - $\sigma_B = 132,5 \dots 183,5 \text{ кгс/мм}^2$ (39,5...50,5HRCэ)

Рабочее давление – $P_{\text{раб}} = 55 \text{ кгс/см}^2$

Расчет цилиндрической оболочки

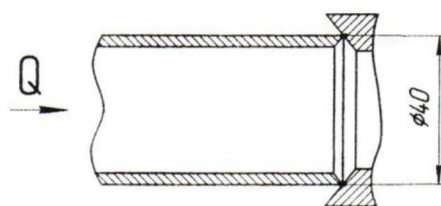


Рисунок 22 – Цилиндрическая оболочка клапана

Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{F_{\text{см}}},$$

где $Q = Q_p + R_{\text{пр}}$, 4,666667;

$Q_p = P_{\text{раб}} \cdot F_{\text{эф}} = 8587,5 \text{ кгс}$;

$F_{\text{эф}} = F_{\text{вых}} = 152,5 \text{ см}^2$;

$R_{\text{пр}} = 170 \text{ кгс}$;

$Q = 8557,5 \text{ кгс}$;

$F_{\text{см}} = 0,785 \cdot ((D40)^2 - (D37)^2) = 1,81335 \text{ см}^2$;

$\sigma_{\text{см}} = 47,2 \text{ кгс/мм}^2$;

Коэффициент запаса прочности

$$\eta = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{см}}} = 2,8.$$

Корпус в сборе. Чертеж РДПП 80-50М-110СБ

Материал – сталь 35ХГСЛКТ60.

Предел текучести - $\sigma_T = 60 \text{ кгс/мм}^2$.

Предел прочности - $\sigma_B = 78 \dots 100 \text{ кгс/мм}^2$ (4,0...3,6 мм НВ отливки).

Предел прочности - $\sigma_B = 38,6 \text{ кгс/мм}^2$ (поставка 5 образцов).

Расчет на прочность сварного соединения

Расчетная схема представлена на рисунке 23.

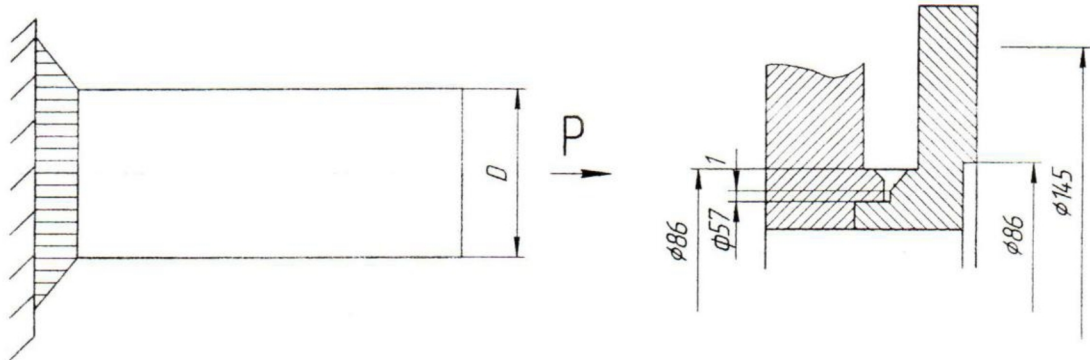


Рисунок 23 – Корпус в сборе

При расчете прочности сварного соединения, осуществленного стыковым швом, находящимся под действием продольной силы P принято допущение: при монтаже регулятора на ГРС ответный фланец подводится к фланцу корпуса без перекосов и прижимается к паронитовой прокладке по всей поверхности. Сила от затяжки болтов передается только герметизацию прокладки.

$$\sigma = \frac{P}{F},$$

$$F = h \cdot S;$$

$$S = (86 - (57 + 2)) / 2 = 13,5 \text{ мм};$$

$$h = 3,14 \cdot D = 3,1486 = 270,04 \text{ мм};$$

$$F = 3645,54 \text{ мм}^2;$$

$P = q \cdot 0,785 \cdot (88^2 - 45^2)$ - усилие от затяжки болтов, исходя из минимально-необходимого удельного давления на прокладку из паронита;

$$q = 214,2857 \text{ кгс/мм}^2 \text{ - удельное давление на прокладку толщиной 2 мм из паронита;}$$

$$P = 9620,175 \text{ кгс};$$

Напряжение в сварном шве

$$\sigma = 2,638889 \text{ кгс/мм}^2;$$

Коэффициент запаса прочности

$$\eta = \frac{\sigma_T}{\sigma} = 22,73684;$$

$$\eta = \frac{\sigma_B}{\sigma} = 14,62737 \text{ (поставка - 5 образцов).}$$

6. Расчет размерных цепей.

Конструктор для обеспечения сборки и оценки правильности назначенных геометрических размеров деталей, входящих в агрегат, систему обязан провести расчет размерных цепей (РРЦ). Для этого им разрабатывается схема РРЦ и составляются таблицы необходимых размеров деталей, участвующих в РРЦ. Такая схема для РДПП-80-50М представлена на рисунке 6.1, и в таблицах 1, 2, 3, 4, 5 и с размерами.

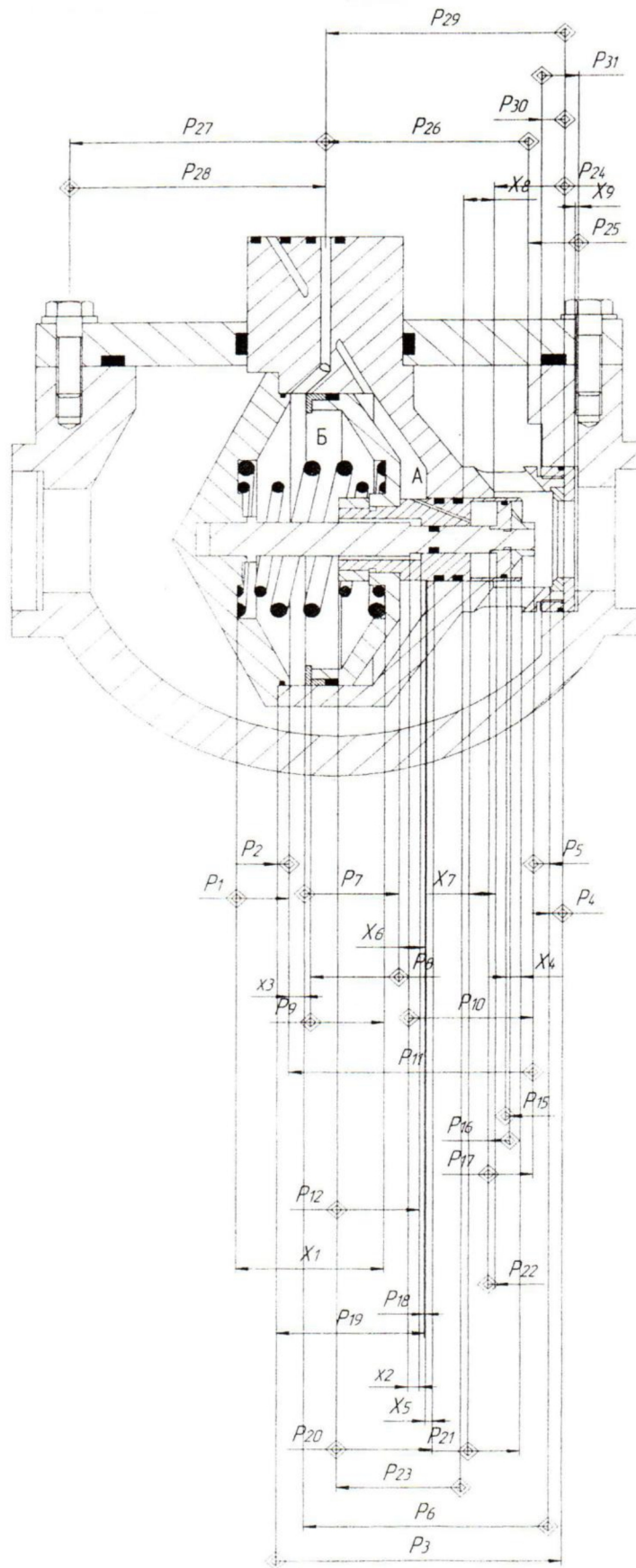


Рисунок 6.1 – Схема размерных цепей

Таблица 1 – Размеры с их допусками, мм

P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅
24 ^{+0,2}	9 _{-0,2}	115 _{-0,3}	5,8 _{-0,1}	2 ± 0,05

Таблица 2 – Размеры с их допусками, мм

P ₆	P ₇	P ₈	P ₉	P ₁₀
78 ± 0,2	26 ± 0,2	35 _{-0,2}	29 ^{+0,1} _{-0,2}	53 ± 0,1

Таблица 3 – Размеры с их допусками, мм

P ₁₁	P ₁₂	P ₁₃	P ₁₄	P ₁₅
101 ± 0,2	35 ± 0,1	2,5 _{-0,06}	6,5 _{-0,2}	2 _{-0,1}

Таблица 4 – Размеры с их допусками, мм

P ₁₆	P ₁₇	P ₁₈	P ₁₉	P ₂₀
9 _{-0,2}	19 ^{+0,2}	1 ± 0,3	63 ± 0,3	42 ± 0,1

Таблица 5 – Размеры с их допусками, мм

P ₂₁	P ₂₂	P ₂₃	P ₂₄	P ₂₅
22 ± 0,1	2 ± 0,15	53 ± 0,1	24,5 ^{+0,32} _{-0,09}	16 ± 0,4

Таблица 6 – Размеры с их допусками, мм

P ₂₆	P ₂₇	P ₂₈	P ₂₉	P ₃₀	P ₃₁
85 ^{+0,2}	101 ^{+0,23}	101 ^{+0,23}	93 ± 0,2	12 _{-0,3}	18 _{-0,2}

1. Место под пружину

$$-X_1 + P_1 - P_2 + P_3 - P_4 + P_5 - P_6 + P_7 - P_8 + P_9 = 0$$

$$X_1 = (P_1 + P_3 + P_5 + P_7 + P_9) - (P_2 + P_4 + P_6 + P_8) = (24^{+0,2} + 115_{-0,3} + 2 \pm 0,05 + 26 \pm 0,2 + 29^{+0,1}_{-0,2}) - (9_{-0,2} + 5,8_{-0,1} + 78 \pm 0,2 + 35_{-0,2}) = 65^{+1,25}_{-0,95}$$

$$X_{1\min} = 69,45;$$

$$X_{1\max} = 67,25.$$

2. Ход клапана (по штоку)

$$-X_2 + P_{10} - P_{11} - P_2 + P_3 - P_4 + P_5 - P_6 + P_{12} = 0;$$

$$X_2 = (P_{10} + P_3 + P_5 + P_{12}) - (P_{11} + P_2 + P_4 + P_6) = (53 \pm 0,1 + 115_{-0,3} + 2 \pm 0,05 + 35 \pm 0,1) - (101 \pm 0,2 + 9_{-0,2} + 5,8_{-0,1} + 78 \pm 0,2) = 11 \pm 0,95;$$

$$X_{2\max} = 12,15;$$

$$X_{2\min} = 10,25.$$

3. Ход клапана (по корпусу)

$$-X_3 - P_2 + P_3 - P_4 + P_5 - P_6 + P_7 - P_8 + P_{13} - P_{14} = 0;$$

$$X_3 = (P_3 + P_5 + P_7 + P_{13}) - (P_2 + P_4 + P_6 + P_8 + P_{14}) = (115_{-0,3} + 2 \pm 0,05 + 26 \pm 0,2 + 2,5_{-0,06}) - (9_{-0,2} + 5,8_{-0,1} + 78 \pm 0,2 + 35_{-0,2} + 6,5_{-0,2}) = 11,2^{+1,15}_{-0,81};$$

$$X_{3\max} = 12,35;$$

$$X_{3\min} = 10,39$$

$$X_3 > X_2$$

4. Расстояние между канавкой и клапаном.

$$-X_4 + P_{15} - P_{16} + P_{17} - P_{11} - P_2 + P_3 - P_4 + P_5 = 0$$

$$X_4=(P_{15}+P_{17}+P_3+P_5)-(P_{16}+P_{11}+P_2+P_4)=(2_{-0,1}+19^{+0,2}+115_{-0,3}+2 \pm 0,05)-(9_{-0,2}+101 \pm 0,2+9_{-0,2}+5,8_{-0,1})=13,2^{+0,95}_{-0,65}$$

$$X_{4\max}=14,15;$$

$$X_{4\min}=12,55;$$

$$X_4 > X_2.$$

5. Расстояние между канавкой в клапане и корпусом.

$$-X_5-P_{18}+P_{19}+P_3-P_4+P_5-P_6+P_{20}=0$$

$$X_5=(P_3+P_5+P_{20})-(P_{18}+P_{19}+P_4+P_6)=(115_{-0,3}+2 \pm 0,05+42 \pm 0,1)-(1 \pm 0,3+63 \pm 0,3+5,8_{-0,1}+78 \pm 0,2)=11,2 \pm 1,05;$$

$$X_{5\max}=12,25;$$

$$X_{5\min}=9,95;$$

Расстояние между канавкой в клапане и корпусом должно быть больше хода клапана. Ход клапана 9,5 мм по конструкции.

6. Расстояние между корпусом и поршнем

$$+X_6-P_{19}+P_3-P_4+P_5-P_6+P_7=0$$

$$X_6=-(P_3+P_5+P_7)+(P_{19}+P_4+P_6)=-((115_{-0,3}+2 \pm 0,05+26 \pm 0,2)+(63 \pm 0,3+5,8_{-0,1}+78 \pm 0,2))=3,8^{+1,05}_{-0,85}$$

$$X_{6\max}=4,85;$$

$$X_{6\min}=2,95.$$

7. Расстояние между поршнем и штоком в сборе

$$-X_7+P_{21}-P_5+P_4-P_3+P_2+P_{11}-P_{17}+P_{22}=0$$

$$X_7=(P_{21}+P_4+P_2+P_{11}+P_{22})-(P_5+P_3+P_{17})=(22 \pm 0,1+5,8_{-0,1}+9_{-0,2}+101 \pm 0,2)-(2 \pm 0,05+115_{-0,3}+19^{+0,2})=3,8^{+0,8}_{-0,9}$$

$$X_{7\max}=4,6;$$

$$X_{7\min}=2,9.$$

8. Расстояние между уплотнением и окном (перекрытие)

$$-X_8-P_{23}+P_6-P_5+P_4-P_{24}=0$$

$$X_8=(P_6+P_4)-(P_{23}+P_5+P_{24})=0$$

P_{24} определяется расчетом.

$$P_{24} = 24,5^{+0,32}_{-0,09}$$

$$X_8=(78 \pm 0,2+5,8_{-0,1})-(53 \pm 0,1+2 \pm 0,05+24,5^{+0,32}_{-0,09})=4,3^{+0,44}_{-0,77}$$

$$X_{8\max}=4,74;$$

$$X_{8\min}=3,53.$$

9. Расстояние между торцом в корпусе и клапанным устройством при сборке

$$-X_9+P_{25}+P_{26}+P_{27}-P_{28}-P_{29}+P_{30}-P_{31}=0$$

$$X_9=(P_{25}+P_{26}+P_{27}+P_{30})-(P_{28}+P_{29}+P_{31})=(16 \pm 0,4+85^{+0,2}+101^{+0,23}+12_{-0,3})-(101^{+0,23}+93 \pm 0,2-18_{-0,2})=2^{+1,0}_{-0,9}$$

$$X_{9\max}=3;$$

$$X_{9\min}=1,1.$$

Вывод: таким образом, при выбранных допусках изготовления элементов регулятора обеспечивается его сборка и работоспособность.

7. Анализ динамических характеристик регулятора давления газа.

При выводе уравнений регулятора давления приняты следующие допущения: газодинамические силы, действующие на клапан, пренебрежимо малы; в дросселирующем сечении клапана реализуется сверхкритический режим истечения газа; отклонения параметров регулятора от их установившихся значений малы, емкость на входе системы регулирования считаем бесконечно большим. С учетом принятых допущений регулятор описывается следующими уравнениями (см. расчетную схему на рисунке 7.1).

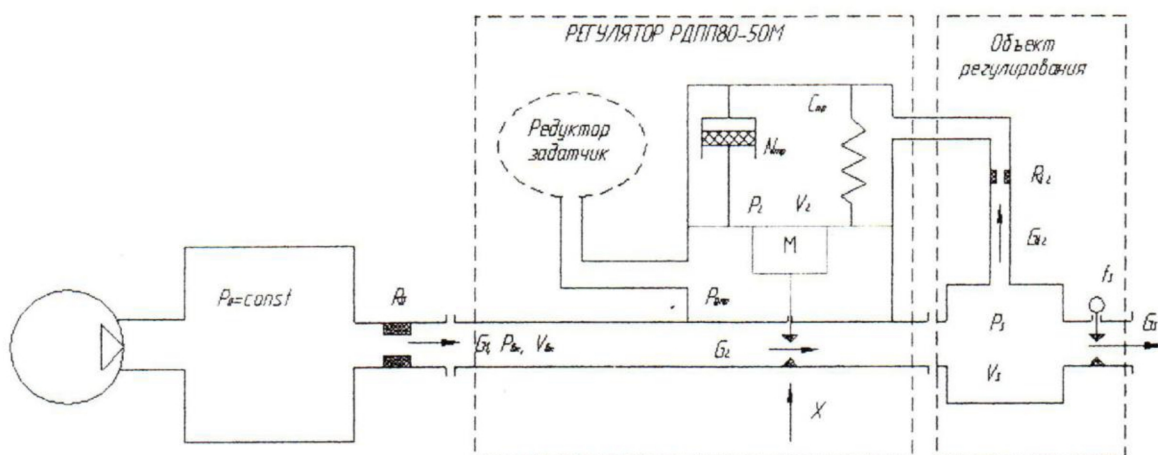


Рисунок 7.1 – Расчетная схема регулятора давления газа РДПП80-50

Вывод уравнений системы регулирования

Уравнение движения клапана

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \gamma x + N_{np0} + F_{mp} + D \frac{dx}{dt} = P_{ypp} F_1 - P_2 F_2$$

Уравнение расхода на входе в регулятор

$$G_1 = \frac{P_0 - P_{ex}}{R_{k0}}$$

Уравнения баланса расхода газа на входе в регулятор

$$G_1 = C_{ex} \frac{dP_{ex}}{dt} + G_2$$

Уравнения расхода в дросселирующем сечении

$$G_2 = x \cdot P \cdot \mu \cdot d_c \cdot \pi \cdot \sin(\beta) \cdot \sqrt{\frac{k}{RT}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$$

Уравнения баланса расхода газа на выходе из регулятора

$$G_2 = C_{k2} + C_3 \frac{dP_3}{dt} + G_3$$

Уравнение расхода на выходе из объекта регулирования

$$G_3 = F_3 \cdot P_3 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{k}{RT}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$$

Уравнение расхода через канал 2

$$G_{k2} = \frac{P_3 - P_2}{R_{k2}}$$

Уравнения баланса расхода газа в тупиковой полости клапана

$$G_{k2} = C_2 \frac{dP_2}{dt} - F_2 \rho \frac{dx}{dt}$$

где $m=4,4$ кг. – масса клапана;

$\gamma = 30607,2$ Н/м - суммарная жесткость пружин;

$N_{np0} = 1667,7$ Н - усилие предварительного натяжения пружин;

$C_{mp}=245,25$ Н - сила трения покоя;

x - координата клапана, м.;

P_0 - давление в ёмкости-источнике, Па;

$P_{вх}$ - давление на входе в регулятор, Па;

$P_{упр}$ - давление на выходе из редуктора-задатчика, Па;

P_2 - давление в полости чувствительного элемента регулятора, Па;

P_3 - давление на выходе из регулятора (регулируемый параметр), Па;

$F_1=0,015$ м²- площадь клапана, на которую действует $P_{упр}$;

$F_2=0,01525$ м²- площадь клапана, на которую действует P_2 ;

G_1, G_2, G_{k2}, G_3 - массовые расходы на входе в регулятор, в дросселирующем сечении, по каналу 2 и на выходе из регулятора соответственно, кг/с;

$C_{вх}, C_2, C_3$ - акустические емкости полостей на входе в регулятор, полости чувствительного элемента клапана и на выходе из регулятора, м³·с².

Акустические емкости определяются по формулам:

$$C_{ax} = \frac{V_{ax}}{c^2}; C_2 = \frac{V_2}{c^2}; C_3 = \frac{V_3}{c^2}$$

где $V_{вх}=0,002$ м³, $V_2=0,003$ м³, $V_3=1$ м³ – объемы полостей на входе в регулятор, полости чувствительного элемента клапана и на выходе из регулятора,

$c=343,1$ м/с – скорость звука;

$\mu=0,8$ – коэффициент расхода;

$R=8,314$ Дж/моль К – газовая постоянная;

$T=293$ К – температура;

$\beta = 45^\circ$ - угол посадки клапана на седло;

$d_c=0,04$ м – диаметр седла;

$k=1,33$ – коэффициент адиабаты;

R_{k0}, R_{k2} – гидравлические сопротивления подводящей магистрали и канала 2 чувствительного элемента;

$$R_k = \frac{128 \cdot \rho \cdot \nu \cdot l_k}{\pi d_k^4},$$

где $\nu = 0,00001562$ м²/с – кинематическая вязкость газа;

$\rho = 0,717$ кг/м³ – плотность метана С₂Н₄;

$l_{k0}=10$ м – длина подводящей магистрали,

$d_{k0}=0,05$ м – диаметр подводящей магистрали;

$l_{k2}=0,5$ м – длина канала 2;

$d_{k2}=0,01$ м – диаметр канала 2;

$D=7,3$ Нс/м – коэффициент вязкого трения.

После линеаризации уравнений 1-8 методом малых отклонений, кроме характеристик сухого трения (оставляем без изменения) и приведения их к операторной форме получим следующие уравнения:

Уравнения движения клапана

$$(T_1^2 s^2 + 2T_1 \zeta s + 1) \Delta \tilde{x} = K_2 \Delta \tilde{P}_{ynp} - K_3 \Delta \tilde{P}_2 - \frac{F_{TP}}{\gamma} \cdot \text{signs} \Delta \tilde{x},$$

$$T_1 = \sqrt{\frac{m}{\gamma}} - \text{постоянная времени клапана, сек.};$$

$$K_2 = \frac{F_1}{\gamma}, K_3 = \frac{F_2}{\gamma} - \text{коэффициенты передачи};$$

$$\xi = \frac{D}{2\sqrt{m\gamma}} - \text{коэффициент демпфирования, Н·с}^2/\text{кг·м};$$

$$s = \frac{d}{dt} - \text{оператор Лапласа};$$

Уравнение расхода на входе в регулятор

$$\Delta G = K_4 \Delta \tilde{P}_0 - K_4 \Delta \tilde{P}_{\text{ex}},$$

где $K_4 = \frac{1}{R_{k0}}$ - акустическая проводимость входной магистрали.

Уравнение баланса расхода газа на входе в регулятор

$$\Delta \tilde{G}_1 = K_5 s \Delta \tilde{P}_{\text{ex}} + \Delta \tilde{P}_{\text{ex}},$$

где $K_5 = C_{\text{вх}}$

Уравнение расхода в дросселирующем сечении

$$\Delta \tilde{G}_2 = K_8 \Delta \tilde{x} - K_9 \Delta \tilde{P}_{\text{ex}},$$

где $K_8 = P_{\text{вх}0}$, $K_9 = x_0 \cdot a$, $a = \mu d_c \pi \sin(\beta) \sqrt{\frac{k}{RT}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$

Уравнение баланса расхода на выходе из регулятора

$$\Delta \tilde{G}_2 = \Delta \tilde{G}_{k2} + K_{10} s \Delta \tilde{P}_3 - \Delta \tilde{G}_3$$

где $K_{10} = \frac{V_3}{c^2}$

Уравнение расхода через канал 2

$$\Delta \tilde{G}_{k2} = K_{11} \Delta \tilde{P}_3 + K_{11} \Delta \tilde{P}_2$$

где $K_{11} = \frac{1}{R_{k2}}$ - акустическая проводимость канала 2.

Уравнение баланса расхода газа в полости чувствительного элемента регулятора

$$\Delta \tilde{G}_{k2} = K_{12} s \Delta \tilde{P}_2 - K_{13} s \Delta \tilde{x}$$

где $K_{12} = C_2$, $K_{13} = F_2 \rho$

Уравнение расхода на выходе из объекта регулирования

$$\Delta \tilde{G}_3 = K_{15} \Delta \tilde{P}_3 + K_{14} \Delta \tilde{F}_3$$

где $K_{15} = F_{30} \cdot b$, $K_{14} = P_{30} \cdot b$, $b = \mu \sqrt{\frac{k}{RT}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$

Сведем линеаризованные уравнения (9), (10), (11), (12), (13), (14), (15), (16) в систему

$$\left. \begin{aligned}
(T_1^2 s^2 + 2T_1 \xi s + 1) \Delta \tilde{x} &= K_2 \Delta \tilde{P}_{ynp} - K_3 \Delta \tilde{P}_2 - \frac{F_{mp}}{\gamma} \cdot \text{signs} \Delta \tilde{x} \\
\Delta \tilde{G}_1 &= K_4 \Delta \tilde{P}_0 - K_4 \Delta \tilde{P}_{\alpha x} \\
\Delta \tilde{G}_1 &= K_5 s \Delta \tilde{P}_{\alpha x} + \Delta \tilde{G}_2 \\
\Delta \tilde{G}_2 &= K_8 \Delta \tilde{x} + K_9 \Delta \tilde{P}_{\alpha x} \\
\Delta \tilde{G}_2 &= \Delta \tilde{G}_{k2} + K_{10} s \Delta \tilde{P}_3 + \Delta \tilde{G}_3 \\
\Delta \tilde{G}_{k2} &= K_{11} \Delta \tilde{P}_3 - K_{11} \Delta \tilde{P}_2 \\
\Delta \tilde{G}_{k2} &= K_{12} s \Delta \tilde{P}_2 - K_{13} s \Delta \tilde{x} \\
\Delta \tilde{G}_3 &= K_{15} \Delta \tilde{P}_3 + K_{14} \Delta \tilde{F}_3
\end{aligned} \right\}$$

Преобразуем систему уравнений (17) к виду, удобному для построения структурной схемы

$$\left. \begin{aligned}
\Delta \tilde{P}_3 &= \frac{K_{20} \Delta \tilde{x} + K_{21} \Delta \tilde{P}_{\alpha x} + K_{22} \Delta \tilde{P}_2 - K_{23} \Delta \tilde{F}_3}{T_3 s + 1} \\
\Delta \tilde{P}_{\alpha x} &= \frac{K_{16} \Delta \tilde{P}_0 - K_{17} \Delta \tilde{x}}{T_2 s + 1} \\
\Delta \tilde{P}_2 &= \frac{\Delta \tilde{P}_{ynp} + K_{24} s \Delta \tilde{x}}{T_1^2 s^2 + 2T_1 \xi s + 1} \\
\Delta \tilde{x} &= \frac{K_2 \Delta \tilde{P}_{ynp} - K_3 \tilde{P}_2 - \frac{F_{TP} \text{sign} \Delta \tilde{x}}{\gamma}}{T_1^2 s^2 + 2T_1 \xi s + 1}
\end{aligned} \right\}$$

где $K_{16} = \frac{K_4}{K_9 + K_4}$, $K_{17} = \frac{K_8}{K_9 + K_4}$, $K_{20} = \frac{K_8}{K_{11} + K_{15}}$, $K_{21} = \frac{K_9}{K_{11} + K_{15}}$,

$K_{22} = \frac{K_{11}}{K_{11} + K_{15}}$, $K_{23} = \frac{K_{14}}{K_{11} + K_{15}}$, $K_{24} = \frac{K_{13}}{K_{11}}$ - коэффициент передачи звеньев регулятора;

$T_2 = \frac{K_5}{K_9 + K_4}$, $T_3 = \frac{K_{10}}{K_{11} + K_{15}}$, $T_4 = \frac{K_{12}}{K_{11}}$ - постоянные времени звеньев регулятора.

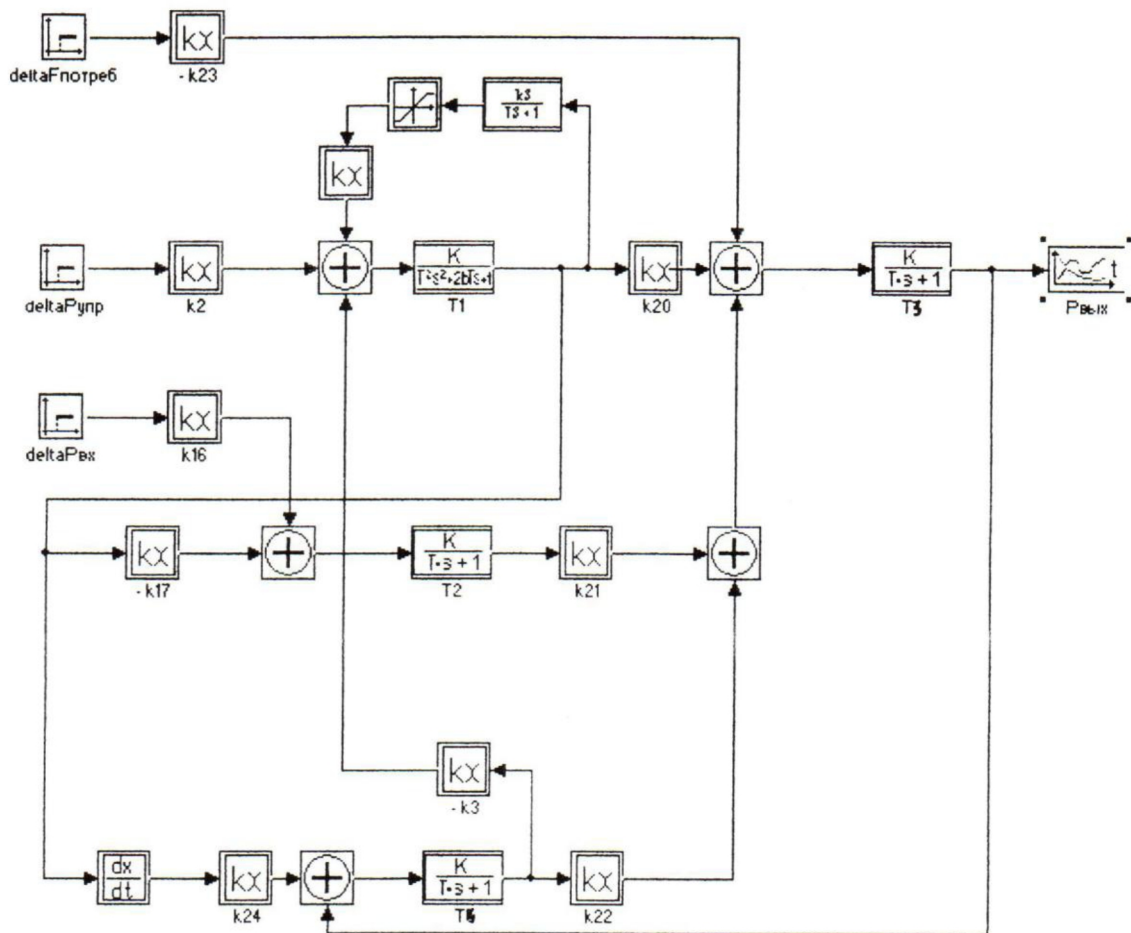


Рисунок 8.1 – Структурная схема регулятора давления газа РДПП80-50М

8. Расчет динамических характеристик регулятора .

Расчет динамических характеристик регулятора давления газа (структурная схема регулятора представлена на рисунке 8.1) проведем с использованием программного комплекса «МВТУ». Считаем, что регулятор работает на расчетном режиме с базовыми значениями параметров, относительно которых заданы их приращения. Для расчета характеристик вычисляем в начале коэффициенты передачи и постоянные времени, входящие в систему уравнений (18):

$$T_1 = \sqrt{\frac{M}{\gamma}} = \sqrt{\frac{4,4}{30607,2}} = 0,01198987175(\text{сек});$$

$$K_1 = \frac{1}{\gamma} = 3,267 \cdot 10^{-5}(\text{м/Н});$$

$$K_2 = \frac{F_1}{\gamma} = \frac{0,015}{30607,2} = 4,90081 \cdot 10^{-7}(\text{м}^3/\text{Н});$$

$$K_3 = \frac{F_2}{\gamma} = \frac{0,01525}{30607,2} = 4,98249 \cdot 10^{-7}(\text{м}^3/\text{Н});$$

$$K_4 = \frac{1}{R_{x0}} = \frac{1}{730,096497} = 1,369678 \cdot 10^{-3}(\text{с/кг} \cdot \text{м}^4);$$

$$K_5 = \frac{V_{\text{ex}}}{c^2} = \frac{0,002}{343,1^2} = 0,169898 \cdot 10^{-7} (\text{M}^2 \cdot \text{c});$$

$$K_6 = \frac{F_1}{\rho} = \frac{0,015}{0,717} = 0,010755 (\text{M}^5 / \kappa \varepsilon);$$

$$K_7 = \frac{V_1}{c^2} = \frac{0,001}{343,1^2} = 0,849491 \cdot 10^{-8} (\text{M}^2 \cdot \text{c});$$

$$K_8 = P_{\text{ex}0} \cdot a = 0,199792 \cdot 10^7 \cdot 1,165780 \cdot 10^{-3} = 2329,132845 (\kappa \varepsilon \cdot \sqrt{K/c^2});$$

$$K_9 = x_0 \cdot a = 1,224239 \cdot 10^3 \cdot 1,165780 \cdot 10^{-3} = 0,142719 \cdot 10^{-5} (\text{M}^2 \cdot \sqrt{K});$$

$$K_{10} = \frac{V_3}{c^2} = \frac{1}{343,1^2} = 0,849491 \cdot 10^{-5} (\text{M}^2 \cdot \text{c});$$

$$K_{11} = \frac{1}{R_{\kappa 2}} = \frac{1}{22815,51553} = 4,3829 \cdot 10^{-5} (\text{c} / \kappa \varepsilon \cdot \text{M}^4);$$

$$K_{12} = \frac{V_2}{c^2} = \frac{1}{343,1^2} = 0,254847 \cdot 10^{-7} (\text{M}^2 \cdot \text{c});$$

$$K_{13} = \frac{F_1}{\rho} = \frac{0,01525}{0,717} = 0,010934 (\text{M}^5 / \kappa \varepsilon);$$

$$K_{14} = P_{3_0} \cdot \varepsilon = 871792,0961 \cdot 1,090251 \cdot 10^{-2} = 9504,719378 (\kappa \cdot \sqrt{K/c^2});$$

$$K_{15} = F_{3_0} \cdot \varepsilon = 0,0003 \cdot 1,090251 \cdot 10^{-2} = 0,3270 \cdot 10^{-5} (\text{M}^2 \cdot \sqrt{K});$$

$$K_{16} = \frac{K_4}{K_4 + K_9} = \frac{1,369678 \cdot 10^{-3}}{1,371109 \cdot 10^{-3}} = 0,99 (\text{M}^2 \cdot \sqrt{K});$$

$$K_{17} = \frac{K_8}{K_9 + K_4} = \frac{2329,132845}{0,142719 \cdot 10^{-5} + 1,369682 \cdot 10^{-3}} = 1,698722 \cdot 10^6 (\kappa \varepsilon \cdot \sqrt{K/c^2});$$

$$K_{20} = \frac{K_8}{K_{11} + K_{15}} = \frac{2329,132845}{4,3829823 \cdot 10^{-5} + 0,327075 \cdot 10^{-5}} = 4,9450200 \cdot 10^7 (\text{M}^2 \cdot \sqrt{K});$$

$$K_{21} = \frac{K_9}{K_{11} + K_{15}} = \frac{0,1427193 \cdot 10^{-5}}{4,3829823 \cdot 10^{-5} + 0,327075 \cdot 10^{-5}} = 0,030301 (\text{c} / \kappa \varepsilon \cdot \text{M}^4);$$

$$K_{22} = \frac{K_{11}}{K_{11} + K_{15}} = \frac{4,3829823 \cdot 10^{-5}}{4,3829823 \cdot 10^{-5} + 0,327075 \cdot 10^{-5}} = 0,930558 (\text{c} / \kappa \varepsilon \cdot \text{M}^4);$$

$$K_{23} = \frac{K_{14}}{K_{11} + K_{15}} = \frac{9504,719378}{4,3829823 \cdot 10^{-5} + 0,327075 \cdot 10^{-5}} = 0,201796 \cdot 10^9 (\kappa \varepsilon \cdot \sqrt{K/c^2});$$

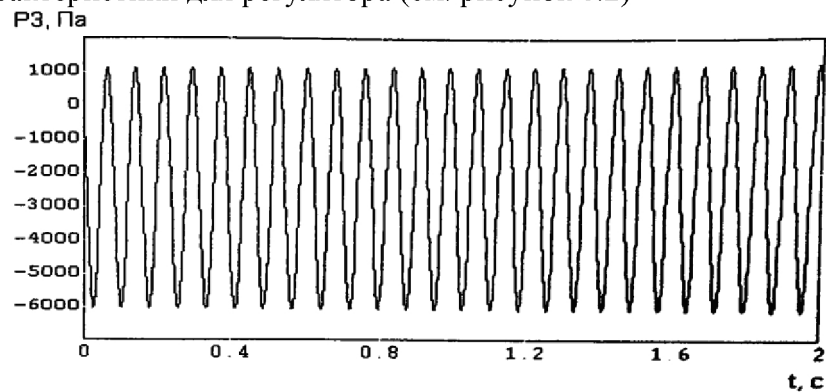
$$K_{24} = \frac{K_{13}}{K_{11}} = \frac{0,010934}{4,3829823 \cdot 10^{-5}} = 249,470551 (\text{M}^5 / \text{c});$$

$$T_2 = \frac{K_5}{K_9 + K_4} = \frac{0,169898 \cdot 10^{-7}}{0,142719 \cdot 10^{-5} + 1,369682 \cdot 10^{-3}} = 1,239128 \cdot 10^{-5} (\text{cek});$$

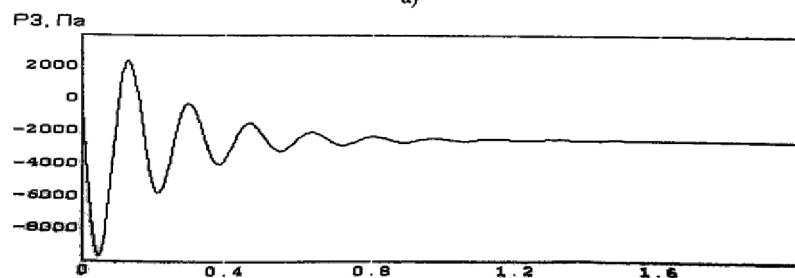
$$T_3 = \frac{K_{10}}{K_{11} + K_{15}} = \frac{0,849491 \cdot 10^{-5}}{4,3829823 \cdot 10^{-5} + 0,327075 \cdot 10^{-5}} = 0,180339 (\text{cek});$$

$$T_4 = \frac{K_{12}}{K_{11}} = \frac{0,254847 \cdot 10^{-7}}{4,3829823 \cdot 10^{-5}} = 5,814470 \cdot 10^{-4} (\text{cek}).$$

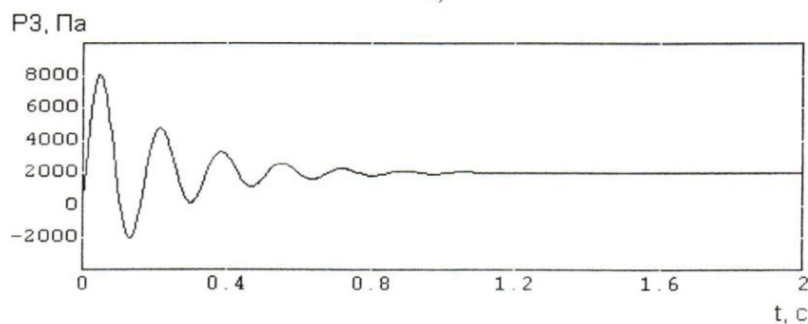
После построения структурной схемы в МВТУ с учётом всех коэффициентов получаем переходные характеристики для регулятора (см. рисунок 8.2)



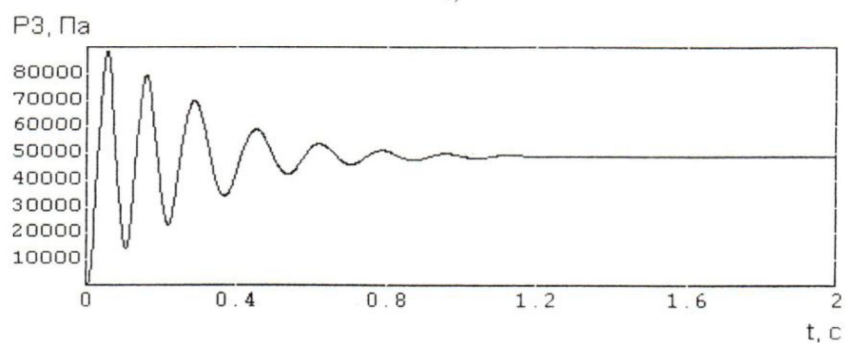
а)



б)



в)



г)

Рисунок 8.2 – Переходные характеристики для регулятора РДПП80-50М:

а) при возмущающем воздействии $F_{\text{потр}}=3[1(t)] \text{ см}^2$, коэффициенте демпфирования $\rho = 0,7$ и силе сухого трения $F_{\text{тр}}=10,5 \text{ Н}$;

б) при возмущающем воздействии $F_{\text{потр}}=3[1(t)] \text{ см}^2$, коэффициенте демпфирования $\rho = 0,7$ и силе сухого трения $F_{\text{тр}}=245 \text{ Н}$;

в) при возмущающем воздействии $P_{вх}=10$ кгс/см², коэффициенте демпфирования $\rho = 0,7$ и силе сухого трения $F_{ТР}=245$ Н;

г) при возмущающем воздействии $P_{зад}=0,5$ кгс/см², коэффициенте демпфирования $\rho = 0,7$ и силе сухого трения $F_{ТР}=245$ Н;

Выводы:

1. В соответствии с разработанной математической моделью регулятора получили, что при заданных параметрах регулятор работает устойчиво;

2. Из графиков а) и б) видно, что при малой силе трения система не устойчива, возникают автоколебания. Увеличив силу трения мы приводим систему к устойчивости.

9. Описание работы регулятора давления газа.

Регулятор (см. рис. 9.1) состоит из редуктора-задатчика РЗ 80-55 с диапазоном настройки выходного давления от 0 до 5,5 МПа (0-55 кгс/см²)

Редуктор-задатчик крепится на кронштейне (20) двумя шпильками (17), кронштейн (20) крепится к плите (3) и корпусу (1) двумя болтами (23).

Исполнительное устройство состоит из клапанного устройства (13), плиты (3), крепежной гайки (11) и блока дросселей (5).

В блок дросселей (5) входят иглы (6) и (8), которые после регулировки кончатся гайками (7) и (9).

В блоке дросселей (5) гнездо (30) под манометр заглушено транспортировочной заглушкой (18). К штуцеру Вых подсоединяется трубопровод обратной связи при монтаже изделия в систему газопровода.

Редуктор-задатчик (25) через блок дросселей (5) с помощью трубки (24) соединен с клапанным устройством.

Герметизация всех соединенных стыков обеспечивается уплотнительными кольцами (2, 4, 10 и 16).

Схема подключения регулятора в газопровод показана на рисунке 28. Регулятор работает следующим образом. От редуктора-задатчика (25) давление задания подается в управляющую полость Р, одновременно в другую управляющую полость В поступает давление с выхода регулятора.

С помощью регулировочного винта редуктора-задатчика давление газа на выходе исполнительного устройства настраивается на требуемую величину.

При равенстве усилий на поршне-клапане (36) от действия давлений в управляющих полостях Р и В поршень-клапан (36) займет положение, при котором через исполнительное устройство будет проходить поток газа с давлением на выходе равным заданному.

При отклонении выходного давления от заданного, вызванного изменением расхода газа потребителем, баланс усилий на поршне-клапане (36) нарушается, поршень-клапан (36) перемещается, увеличивая или уменьшая расход до величины, при которой выходное давление станет равным заданному.

В случае прекращения потребления газа растет давление на выходе регулятора и в полости В, в результате нарушения баланса усилий на поршне-клапане (36), поршень-клапан (36) садится на седло и перекрывает поток газа через регулятор.

В случае несанкционированного прекращения подачи давления задания от редуктора-задатчика в полость исполнительного устройства падает давление в полости Р, в результате нарушения баланса усилий на поршне-клапане (36), поршень-клапан (36) садится на седло и перекрывает поток газа через регулятор.

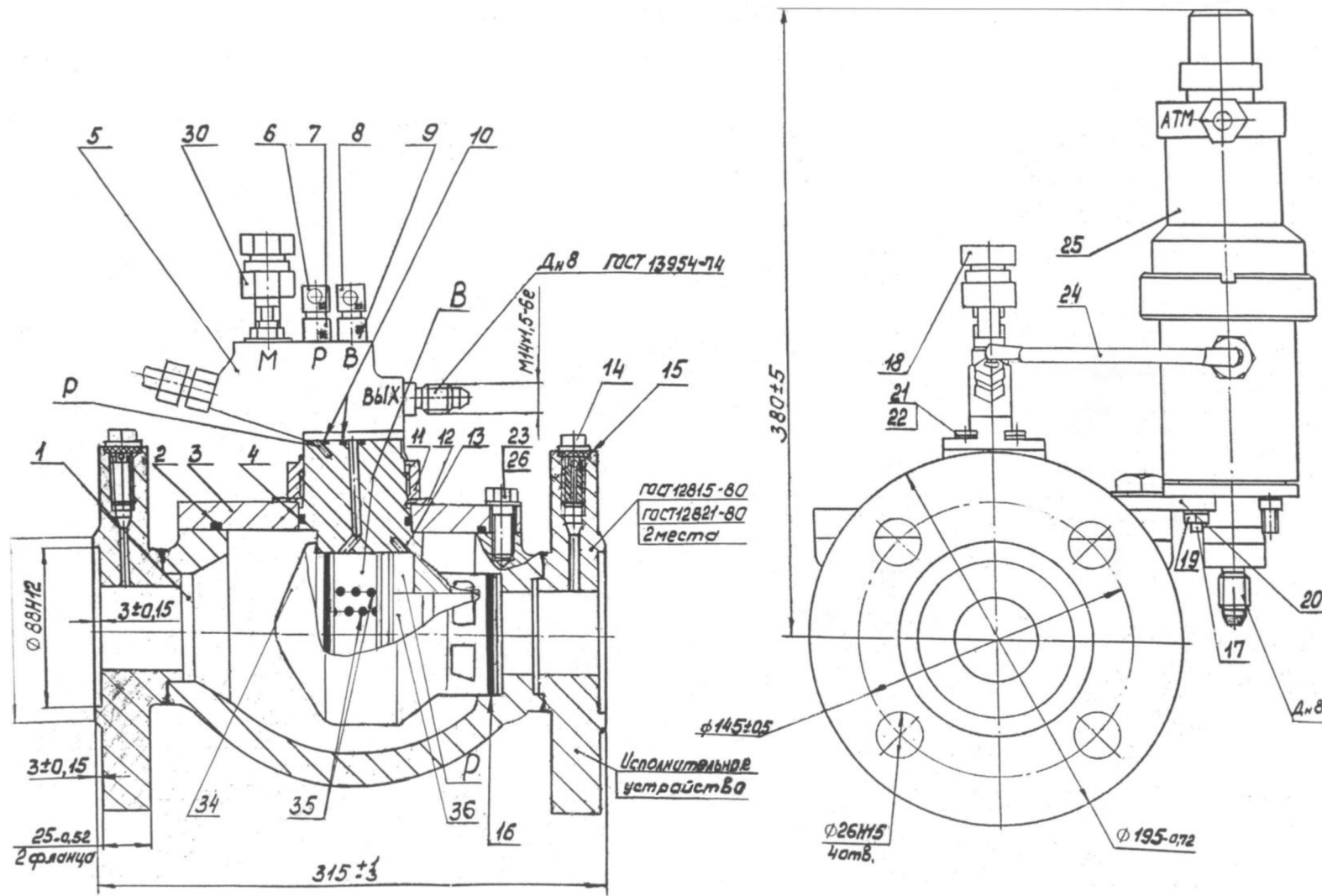


Рисунок 9.1 – Регулятор давления газа

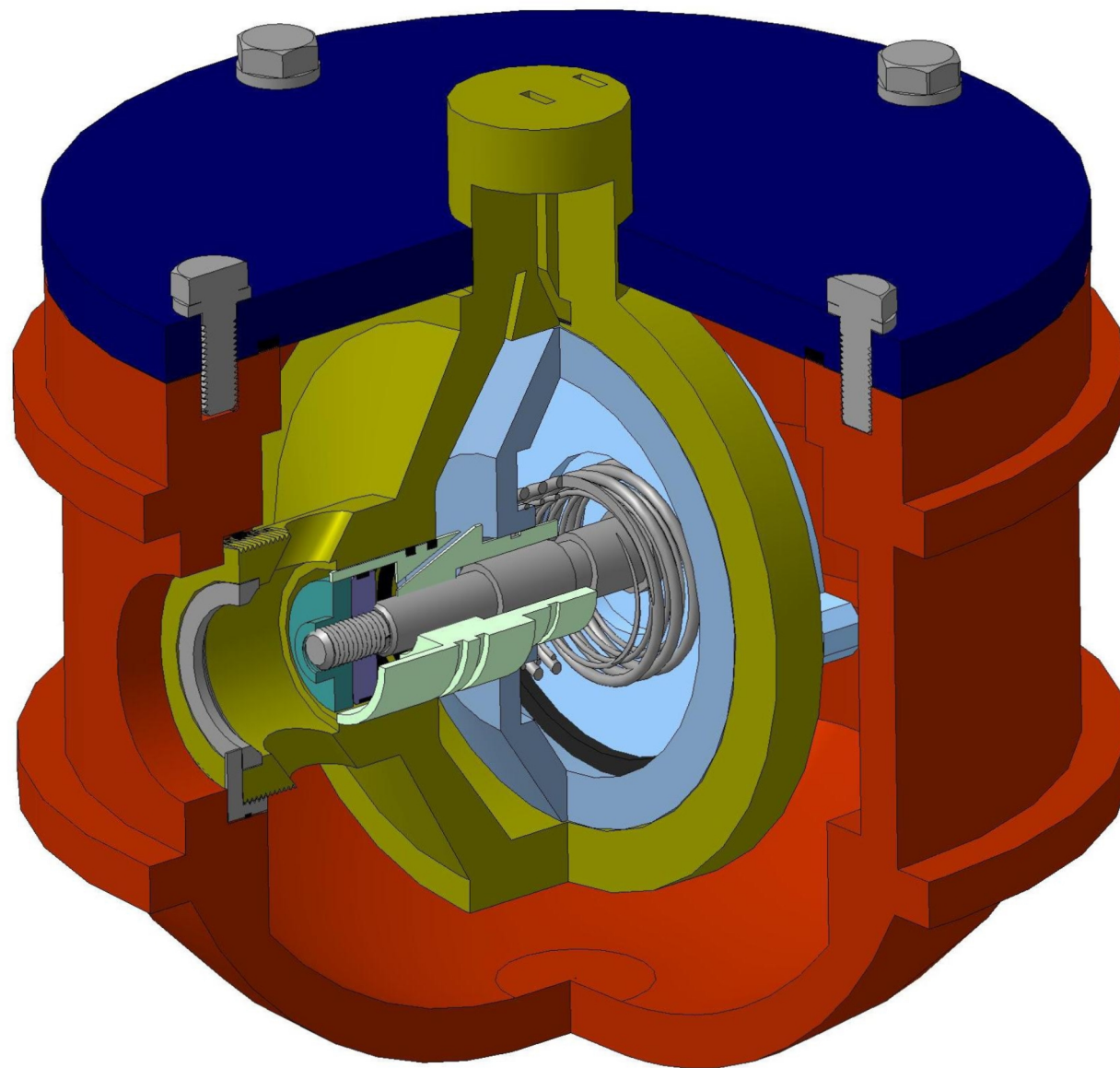


Рисунок 9.2 – Трехмерная модель регулятора давления газа

10. Варианты выполнения курсового проекта.

Вариант 1 (упрощенный)

1. Получить у преподавателя вариант задания на курсовое проектирование согласно приложению А, определить функциональное назначение агрегата в соответствующей системе; дополнить требования требованиями по надежности, ресурсной наработке, рабочей и окружающей температурам.
2. Построить принципиальную и функциональную схемы агрегата;
3. Произвести полный комплекс расчетных работ, подтверждающих работоспособность агрегата: прочностные, гидравлические расчеты, расчеты на устойчивость (при необходимости) и др.;
4. Подобрать в соответствии с проведенными расчетами марки материалов для деталей агрегата;
5. Выпустить рабочие чертежи;
6. Выпустить сборочный чертеж;
7. Произвести комплекс расчетов размерных цепей;
8. Построить в 3D сборку агрегата.

Вариант 2

1. Получить у преподавателя вариант задания на курсовое проектирование агрегата в виде натурального агрегата, определить его функциональное назначение в соответствующей системе; разобрать агрегат, произвести обмер входящих деталей;
2. Составить перечень необходимых требований для проектирования агрегата, включая требования по надежности, ресурсам, рабочей и окружающей температурам;
3. Построить принципиальную и функциональную схемы агрегата;
4. Подобрать в соответствии с проведенными расчетами марки материалов для деталей агрегата;
5. Произвести полный комплекс расчетных работ, подтверждающих работоспособность агрегата: прочностные, гидравлические расчеты, расчеты на устойчивость (при необходимости) и др.;
6. Выпустить рабочие чертежи;
7. Выпустить сборочный чертеж;
8. Произвести комплекс расчетов размерных цепей;
9. Построить в 3D сборку агрегата.

Дополнительное задание: 1. В соответствии с требованиями к агрегату, включая требования по надежности, составить программы испытаний в объеме приемо-сдаточных и испытаний, подтверждающих работоспособность на полное соответствие требованиям ТЗ. 2. Разработать принципиальную структурную схему для проведения всех видов программ испытаний агрегата. 3. Подобрать комплектующие изделия, входящие в принципиальную структурную схему стенда. 4. Разработать монтажную компоновку стенда.

11. Список литературы.

- 1 Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы [Текст]: [учеб. пособие] / А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. – М.: ФОРУМ, 2007 Ч.2 : Гидравлические приводы и системы. Основы – 2007. – 295 с.
(17 экземпляров)
- 2 Гидравлика и гидропневмопривод [Текст]: [учеб. по специальности «Автомобиле- и тракторостроение»] / Федер. агентство по образованию, Моск. гос. индустр. ун-т, Ин-т дистанц. образования. – 4-е изд., доп. и перераб. – М.: МГИУ, 2007. Ч.26 Гидравлические машины и гидропневмопривод / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак; под ред. А.А. Шейпака. – 2007. – 351 с.
(15 экземпляров)
- 3 Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод [Текст]: [учеб. пособие для вузов по специальностям направления «Эксплуатация назем. трансп. и трансп. оборудования» / Т.В. Артемьева и др.]; под ред. С.П. Стесина. – 2-е изд., стер. – М.: Академия, 2006. – 335 с.
(222 экземпляра)
- 4 Макарьянц Г.М. Расчет трубопроводных элементов гидропривода с помощью САЕ систем [Текст] : [учеб. пособие] / Г.М. Макарьянц; Федер. агентство по образованию, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 78 с.
(10 экземпляров)
- 5 Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением [Текст]: учеб.-практ. пособие / Л.В. Грехов. – М.: Легион-Автодата, 2007. – 175 с.
(39 экземпляров)
- 6 Мельников А.А. Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов [Текст]: [учеб. пособие по специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение» и направлению «назем. транспорт. системы»] / А.А. Мельников. – М.: Академия, 2003. – 279 с.
(3 экземпляра)
- 7 Бойцов В.Б. Технологические методы прочности и долговечности [Текст]: [учеб. пособие для вузов] / В.Б. Бойцов, А.О. Чернявский. – М.: Машиностроение, 2005. – 127 с.
(5 экземпляров)
- 8 Касаткин А.С. Курс электротехники [Текст]: [учеб. для неэлектротехни. специальностей вузов] / А.С. Касаткин, М.В. Немцов. – М.: Вшш. шк., 2005. – 542 с.
(6 экземпляров)
- 9 Касаткин А.С. Электротехника [Текст]: учебник / А.С. Касаткин, М.В. Немцов. – М.: Академия, 2007. – 539 с.
(202 экземпляра)
- 10 Астапов В.Н. расчет и выбор исполнительных электроприводов промышленных роботов [Текст]: учеб. пособие / В.Н. Астапов; Федер. агентство по образованию, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. Королева. – Самара: СГАУ, 2005. – 46 с.
(30 экземпляров)

- 11 Материаловедение [Текст]: [учеб. для вузов по направлению подгот. и специальностям в обл. техники и технологии / Б.Н. Арзамасов, В.И. Макарова, Г.Г. Мухин и др.]. – М.: Изд-во МГТУ, 2005. – 646 с.
[10 экземпляров]
- 12 Абраимов Н.В. Материаловедение. Технология конструкционных материалов [Текст]: [учеб. для межвуз. использования] / Н.В. Абраимов, Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 555 с.
(30 экземпляров)
- 13 Ржевская С.В. Материаловедение [Текст]: [учебник] / С.В. Ржевская. – М.: Логос, 2006. – 421 с.
(6 экземпляров)
- 14 Колесов С.Н. Материаловедение и технология конструкционных материалов [Текст]: [учеб. для электротехнол. и электромех. специальностей вузов] / С.Н. Колесов, И.С. Колесов – М.: Высш. шк., 2007. – 535 с.
(4 экземпляра)
- 15 Конструкционные и инструментальные материалы, применяемые в машиностроении (состав, механические свойства и назначение) [Текст]: срав.-учеб. пособие: [для вузов по направлению подгот. бакалавров и магистров «технология, оборудование и автоматизация машиностроит. про-в» / Аристов Н.П. [и др.]; М-во Образования Рос. Федерации, Моск. гос. технол. ун-т «Станкин». – М.: Янус-К, 2002. – 144 с.
(10 экземпляров)
- 16 Колесов С.Н. Материаловедение и технология конструкционных материалов [Текст]: [учеб. для электротехн. и электромех. специальностей вузов] / С.Н. Колесов, И.С. Колесов. – М.: Высш. шк., 2008. – 535 с.
(3 экземпляра)
- 17 Трухов А.П. Литейные сплавы и плавка [Текст]: учебник / А.П. Трухов, А.И. Маляров. – М.: Academia, 2004. – 336 с.
(11 экземпляров)
- 18 Гофин М.Я. Жаростойкие и теплозащитные конструкции многоразовых и аэрокосмических аппаратов [Текст] / М.Я. Гофин. – М.: Мир, 2003. – 671 с.
(9 экземпляров)
- 19 Вакулин А.А. Материаловедение и технология конструкционных материалов [Текст]: учеб. пособие / А.А. Вакулин, О.В. Андреев. – Тюмень: Тюмен. гос. ун-т, 2007 – 222 с.
(9 экземпляров)

20 Курс лекций: “Конструкция и проектирование агрегатов и систем”

12. Приложение – задания по курсовому проекту.

Задание к курсовому проекту – смотри соответствующие рисунки 12.1 -12.7 и таблицы

12.1. Клапан обратный гидравлический (таблица 1)

12.2. Клапан обратный для воздуха (таблица 2)

12.3. Редукторы (таблицы 3 и 4)

12.4. Краны перекрывные электроуправляемые (а и б).

12.5. Заслонка электроуправляемая.

12.6. Стопорный клапан.

12.7. Разъемы гидравлические (таблица 5)

Таблица 1 - Клапан обратный гидравлический. Основные технические данные.

Вариант	Рабочая среда	Рабочее давление, МПа	Ду, мм	Гидросопротивление при расходе	Начало открытия кг/см ²	Вес, г
I	АМГ-10	15	9	<0,5 при расходе 20 л/мин.	0,19 ± 0,05	<130
II	АМГ-10	21	12	не более 1 при расходе 20 л/мин.	0,3 ± 0,1	<200
III	АМГ-10	28	10	не более 210 мм. РТ. ст. при расходе 10 л/мин.	0,5 ± 0,1	<200
IV	АМГ-10	15	8	не более 0,8 при расходе 10 л/мин.	0,6 ± 0,1	<110
V	АМГ-10	16	6	-	0,04-0,08	<50
VI	АМГ-10	7	10	не более 200 мм. РТ. ст. при расходе 7 л/мин.	0,5 ± 0,1	<110
VII	АМГ-10	18	13	-	0,5 ± 0,1	<105

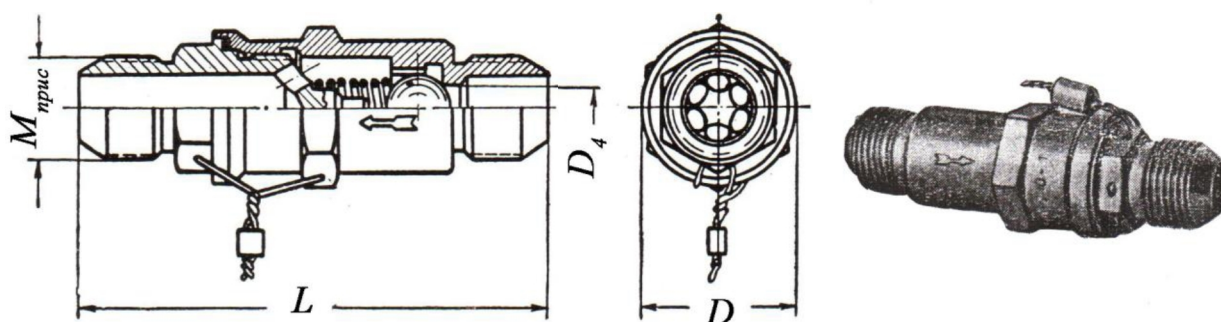


Рисунок 12.1 - Общий вид и габаритные размеры

Таблица 2 - Клапан обратный для воздуха

Вариант	Рабочая среда	Рабочее давление, МПа	D _y , мм.	Начало открытия, кг/см ²	Вес, г
I	воздух	до 15,0	4	<1	<50
II	воздух	до 0,6	12	<0,1	<120
III	воздух	до 0,12	3	<0,15	<45
IV	воздух	до 1,0	4	<0,19	<110
V	воздух	до 5,5	6	0,6 ± 0,1	<1270

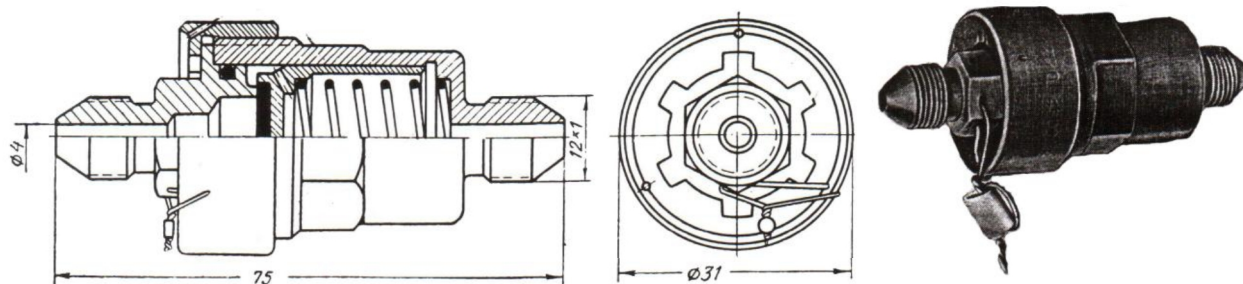


Рисунок 12.2 - Общий вид и габаритные размеры

Основные технические данные

рабочая среда – воздух

Температурный диапазон работы – от +60 °С до -60 °С

Диаметр отверстия входного штуцера – 4 мм

Вес – не более 750 г.

Таблица 3

Вариант	Давление на входе, МПа	Давление на выходе, МПа	Давление открытия предохранительного клапана, МПа
I	16,0 – 10,0	0,4 ^{+0,15} _{-0,05}	0,7 ^{+0,2} _{-0,05}
II	16,0 – 10,0	0,6 ^{+0,25} _{-0,1}	1 ^{+0,2}
III	6,5 – 5,0	0,9 ± 0,3	1,3 ^{+0,2}
IV	16,0 – 10,0	1,4 ^{+0,25} _{-0,15}	1,8 ^{+0,2}
V	16,0 – 10,0	2,2 ^{+0,2} _{-0,1}	2,5 ^{+0,2}

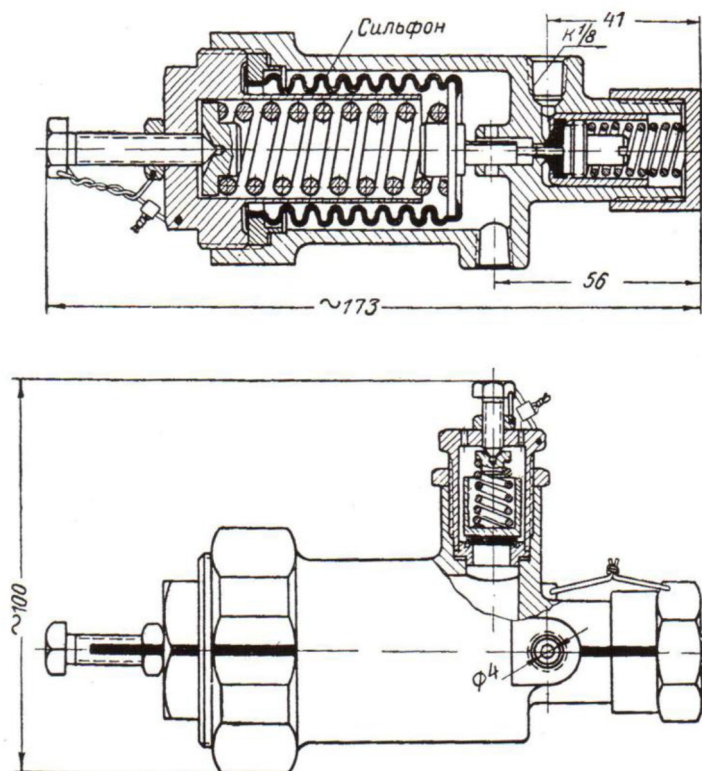


Рисунок 12.3 - Общий вид и габаритные размеры

Основные технические данные

Рабочая среда – воздух

Температурный диапазон работы - $+60^{\circ}\text{C}$ до -50°C

Вес – не более 750 г.

Диаметр проходных сечений отверстий каналов – 6 мм.

Таблица 4

Вариант	Давление , МПа	Давление на выходе, МПа	Начало открытия предохранительного клапана	Конец закрытия предохранительного клапана, МПа не менее
I	$4,5 \pm 1,0$	$2,9^{+0,6}$	$4,1^{+0,2}$	3,7
II	$5,5 \pm 1,0$	$2,9^{+1,1}$	$4,1^{+0,2}$	3,7
III	$7,0 \pm 1,0$	$4,9^{+1,1}$	$6,6^{+0,2}$	6,1
IV	$15,0 - 3,0$	$2,5^{+2,5}$	$3,5^{+0,2}$	3,1
V	$15,0 - 3,0$	$3,0^{+2,5}$	$4,1^{+0,2}$	3,7
VI	$15,0 - 3,0$	$4,0^{+2,5}$	$5,3^{+0,2}$	4,8
VII	$15,0 - 3,0$	$5,0^{+3}$	$6,6^{+0,2}$	6,1
VIII	$15,0 - 3,0$	$5,5^{+3}$	$7,2^{+0,2}$	6,6
IX	$15,0 - 3,0$	$6,0^{+3}$	$7,7^{+0,2}$	7,1
X	$15,0 - 3,0$	$7,5^{+2,5}$	$9,2^{+0,3}$	8,5
XI	$15,0 - 3,0$	$8,5^{+1,5}$	$10,2^{+0,3}$	9,4

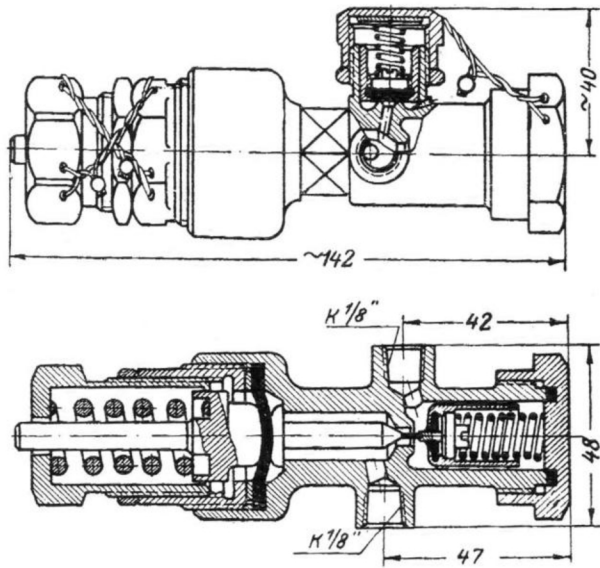
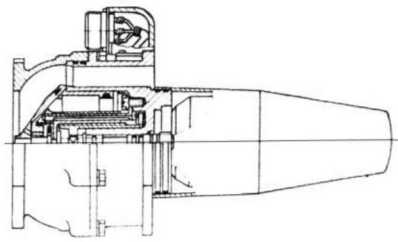
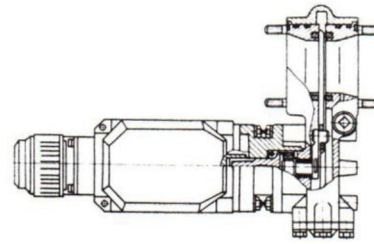


Рисунок 12.3 - Общий вид и габаритные размеры



Давление – до 5 кгс/см²
 Температура рабочей среды – от -50 до +150 °С
 Температура окружающей среды – от -60 до +300 °С
 Рабочее тело – нафтил
 Расход – 1000 л/мин.
 Гидросопротивление – 0,06 кг/см²
 Условный диаметр – D_y = 80; 60 мм.

а)



Давление – до 6 кгс/см²
 Температура рабочей среды – от -50 до +120 °С
 Температура окружающей среды – от -60 до +120 °С
 Рабочее тело – топливо
 Расход – 400 л/мин.
 Гидросопротивление – 0,06 кг/см²
 Условный диаметр – D_y = 80; 60; 50 мм.

б)

Рисунок 12.4 - Краны перекрывные электроуправляемые. Напряжение питания U=28 В, потребляемый ток 2 А

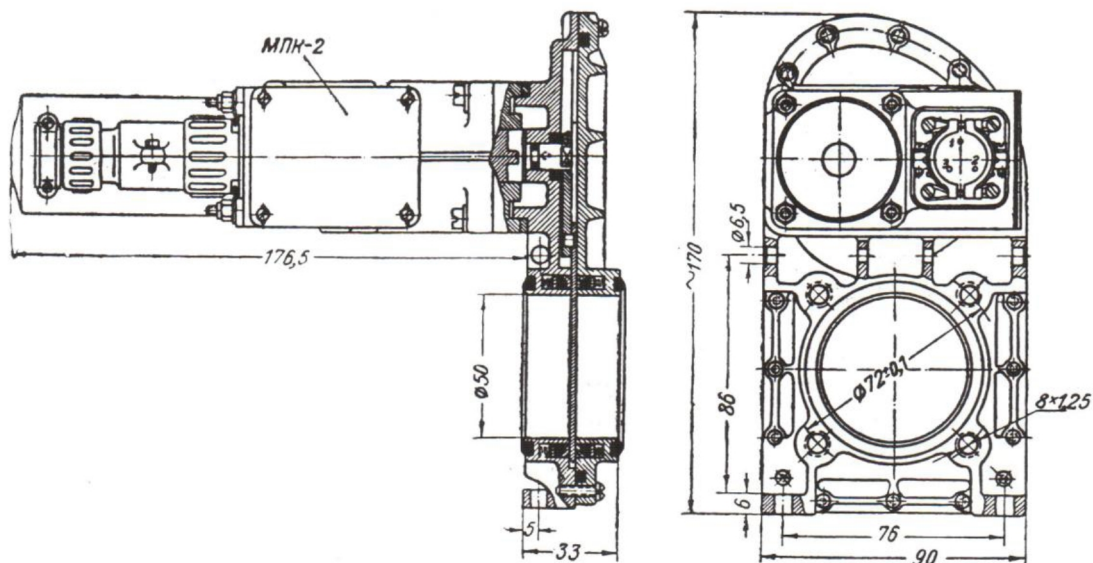


Рисунок 12.5 - Общий вид и габаритные размеры

12.5. Заслонка электроуправляемая

Рабочая среда – воздух

Рабочее давление – до 0,5 кг/см²

Условный диаметр – D_y=50 мм

Сопротивление заслонки при расходе воздуха 150 м³/час – не более 10 мм. рт. ст.

Стопорный клапан

Рабочая среда – природный газ

Рабочее давление – до 75 кгс/см²

Условный диаметр - D_y=50 мм

Температура рабочей окружающей среды – до ± 50 °С

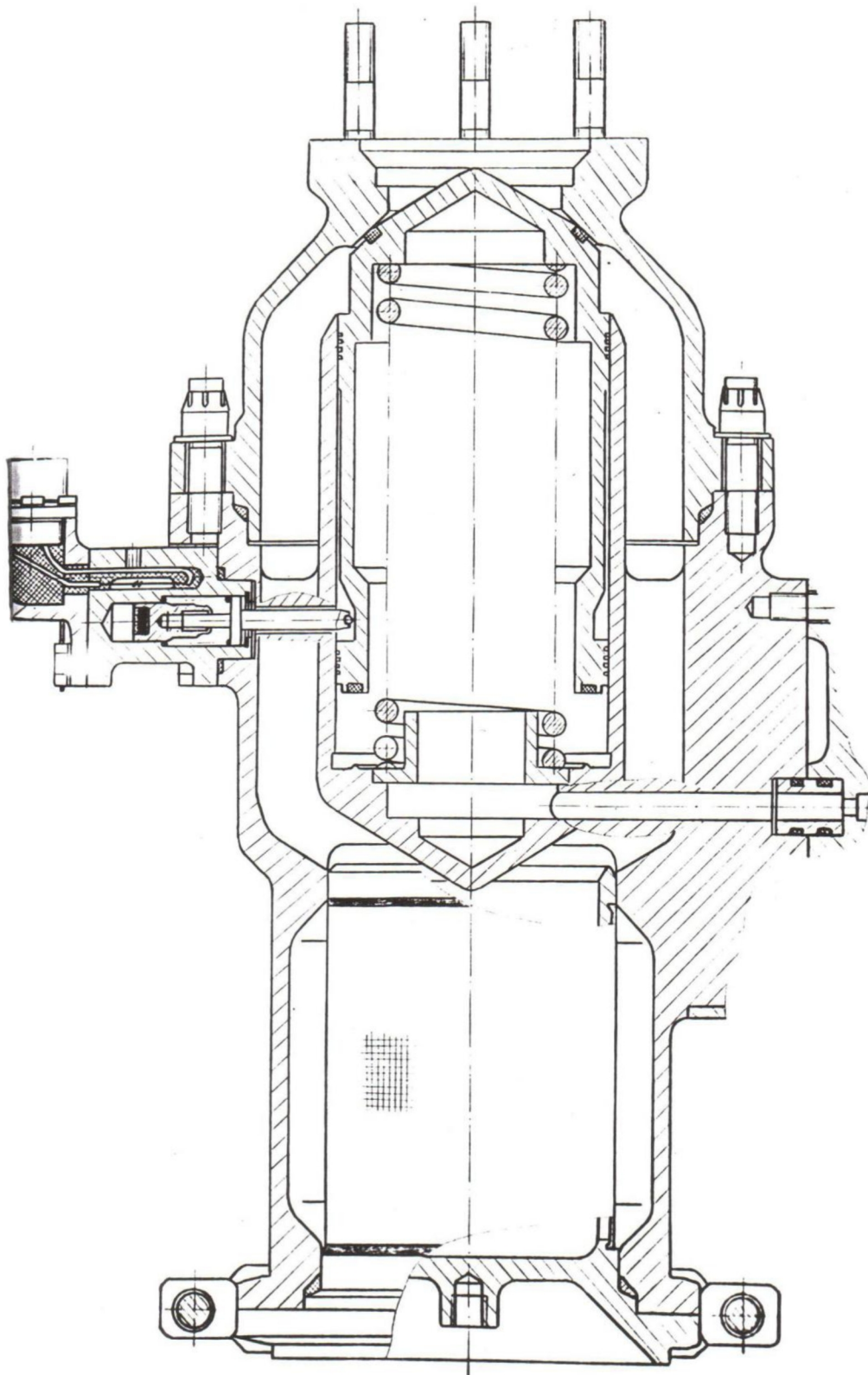


Рисунок 12.6 - Общий вид и габаритные размеры

Основные данные: рабочая среда - природный газ (метан, пропан), Ду=95, давление открытия-1,8МПа, рабочее давление-7,5МПа

12.7. Разъемы гидравлические

Таблица 5

Вариант	Рабочая среда	Рабочее давление, МПа	D_y , мм	Диапазон рабочих температур, °С	Гидравлическое сопротивление	Вес, г
I	АМГ-10	до 15	8	± 60	не более 180 мм. РТ. ст. при расходе 600 л/час.	<190
II	АМГ-10	до 18	10	+100 -60	не более 190 мм. РТ. ст. при расходе 650 л/час.	<200
III	АМГ-10	22	10	± 60	-	<260

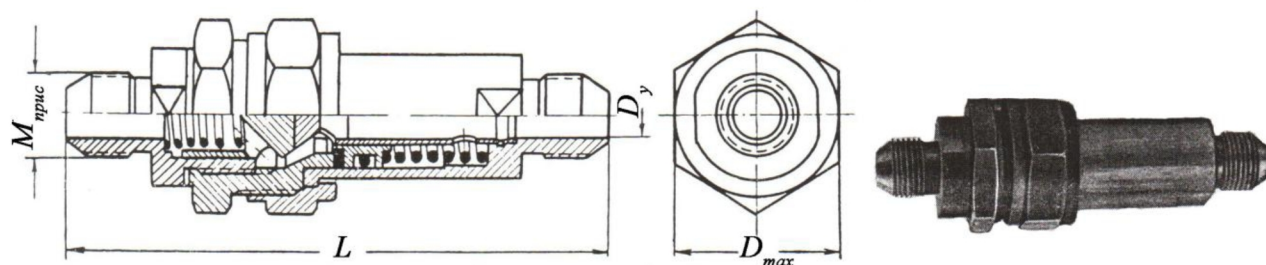


Рисунок 12.7 - Общий вид и габаритные размеры