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

Конструкция и проектирование агрегатов и систем

Электронное учебное пособие

С А М А Р А

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. 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. (39,8 Мбайт). - Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В данном пособии рассмотрены основные направления и задачи, с решением которых приходится сталкиваться проектировщикам при конструировании систем, агрегатов и основных конструктивных элементов, входящих в них.

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 160301 “Авиационные двигатели и энергетические установки”, 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 направлению160700.1.68 “Двигатели летательных аппаратов”, семестр 9, 10, курс – первый год обучения магистров.

Факультет «Двигатели летательных аппаратов».

Пособие создано на кафедре «Автоматические системы энергетических установок» СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

ВВЕДЕНИЕ

В данном учебном пособии рассмотрены основные направления и задачи, с которыми приходится сталкиваться конструкторам, создающим или модернизирующим многочисленные по номенклатуре агрегаты для различных систем: пневматических, гидравлических, топливных, кондиционирования, противопожарных, масляных, водоснабжения, дренажирования и др., – используемых на различных изделиях машиностроения.

Широкая номенклатура агрегатов – это клапаны обратные, вентили перекрывные, краны шаровые, предохранительные, зарядные, дренажные, поплавковые, агрегаты заправочные, регуляторы давления и расхода, электрогидравлические распределители, согласующие и электромагнитные клапаны, реле времени, агрегаты наддува, разнообразные комплексные агрегаты в блочном исполнении, краны кольцевания, регулирующие агрегаты сред с злектромагнитным и электродвигательным управлением, поршневым, сильфонным, мембранным, ручным приводом и многие другие для различных сред широкого диапазона давлений, рабочих и окружающих температур.

В учебном пособии также нашли отражение вопросы технологичности, подхода к выбору материалов для различных деталей, входящих в агрегаты с учетом их применения в различных рабочих средах, приведены некоторые рекомендации по методикам расчета элементов конструкции агрегатов.

Даны рекомендации по повышению надежности, ресурса агрегатов конструктивными и технологическими методами, основанными на опыте разработки многочисленных агрегатов широкой номенклатуры специализированного конструкторского бюро.

Электронное учебное пособие предназначено для студентов, широкого круга специалистов, занимающихся проектированием агрегатов и систем различного назначения.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Системы и агрегаты, требования, предъявляемые к конструкциям агрегатов. 7
1.1. Гидросистемы. 7
1.2. Топливные системы. 9
1.3. Пневмосистемы. 12
1.4. Технологическая схема БТПГ системы ГРС. 14
2. Этапы создания конструкции объекта(системы, агрегата, устройства). 18
2.1. Разработка вариантов эскизной и рабочей компоновки. 20
2.2. Методика компанования. 21
2.2.1. Особенности графики на этапе эскизной компоновки. 21
2.2.2. Техника компанования. 23
2.3. Технологичность. 25
2.3.1. Показатели степени технологичности. 26
2.3.2. Определение трудоемкости механической обработки. 27
3. Основные задачи, решаемые при проектировании любого объекта(летательного аппарата, двигателя агрегата и др.). 29
4. Чувствительные элементы, используемые в конструкциях агрегатов. 39
4.1. Пружины. 39
4.2. Сильфоны. 44
4.3. Мембраны. 46
4.4. Биметаллические пластины. 49
4.5. Дроссельные устройства. 51
5. Золотниковые распределительные устройства. 54
5.1. Выбор основных параметров золотника. 62
5.2. Силы трения плунжеров. 63
5.3. Влияние на трение загрязнения масла механическими частицами. 64
5.4. Облитерация щели. 64
5.5. Требования к золотникам. 67
5.6. Выбор материалов. 67
5.7. Плоские золотники. 68
5.7.1. Технологический процесс доводки плоских золотников и их контроль. 71
5.7.2. Контроль. 71
5.7.8. Расчет основных параметров системы с цилиндрическим золотником. 72
6. Рабочие жидкости их влияние на герметичность распределителей, использующих прецизионные пары. 72
6.1. Герметичность прецизионных пар. 74
6.2. Экологические свойства рабочих жидкостей РЖ. 77
6.3. Чистота рабочей жидкости и методы ее определения, классы чистоты. 78
6.4. Разработка конструкции с учетом требований чистоты. 84

7. Неподвижные уплотнения. 85
8. Подвижные уплотнения. 105
8.1. Контактные уплотнения. 106
8.2. Уплотнительные кольца круглого сечения. 118
8.3. Уплотнительные кольца фасонного сечения. 123
8.4. Механические уплотняющие устройства. 124
8.5. Работа механических уплотняющих устройств торцевых уплотнений. 124
8.6. Классификация механических уплотняющих устройств. 127
8.7. Плоскостность и чистота герметизирующих поверхностей. 131
8.8. Основные материалы для герметизирующих поверхностей. 131
8.9. Лабиринтные уплотнения. Расчет лабиринтного уплотняющего устройства(для воздушно-газовых рабочих сред). 131
9. Клапанные уплотнения. 135
9.1. КУ типа металл-металл. 141
9.2. Проектирование КУ. 143
9.3. Уплотнения с упругой кромкой. 145
9.4. Клапанные уплотнения с неметаллическими уплотнителями. 147
9.4.1. КУ с фторопластовыми уплотнителями. 149
9.4.2. Конструкции КУ с резинометаллическими уплотнителями. 150
9.4.3. КУ с уплотнителем из смолы “Дифлон” (ПК-2-М) 154
10. Конструкционные материалы, применяемые в агрегатостроении особенности при их использовании. 156
10.1. Прочностные характеристики материалов. 159
10.2. Углеродистые стали. 164
10.3. Легированные стали. 164
10.4. Цветные металлы и сплавы. 167
10.5. Особенности конструкций деталей из легких сплавов. 168
10.6. Полимеры. 169
11. Пневматические и гидравлические приводы. 171
11.1. Пневматические приводы. 171
11.2. Гидравлические приводы. 178
12. Электрические приводы. 185
12.1. Электромагнитные приводы. 185
12.2. Электродвигательные приводы. 190
12.3. Теплоэлектрические приводы. 191
12.4. Специальные приводы. 194
12.5. Энергонакопительные приводы. 198
13. Некоторые сведения о конструктивных расчетах. необходимых при проектировании. 200
13.1. Расчет корпусов и крышек. 202
13.2. Расчет сферических стенок. 204
13.3. Расчет цилиндрических стенок. 205
13.4. Расчет крепления крышек. 207
13.5. Расчет усилия необходимого для затяга прокладки. 209

13.5.1. Плоские неметаллические прокладки. 209
13.5.2. Плоские металлические прокладки. 210
13.6. Расчет штоков валов шпинделей на продольную устойчивость. 211
13.7. Расчет усилий действующих на основной орган агрегата. 212
13.7.1. Определение усилия предварительной затяжки пружин. 213
13.7.2. Расчет усилия герметизации. 213
13.7.3. Расчет сил трения в подвижных элементах. 214
13.7.4. Расчет реактивной силы потока. 218
13.8. Гидравлические расчеты. 219
13.9. Рекомендации по выбору и расчету клапанных уплотнений с упругим седлом. 225
13.10. Формулы для расчета утечек в контактных уплотнениях. 227
14. Конструктивные схемы некоторых агрегатов. 235
14.1. Обратные клапаны. 235
14.2. Предохранительные клапаны. 240
14.3. Регуляторы давления газа. 243
14.4. Быстроразъемные клапаны для жидкостей. 251
14.5. Приводные клапаны. 252
15. Констукторско-технологические методы повышения ресурса и надежности агрегатов. 259
16. Надежность контроль и прогнозирование технического состояния систем агрегатов в процессе эксплуатации. 282
16.1. Обеспечение надежности агрегатов изделий при разработке. 283
16.2. Обеспечение надежности при производстве изделия. 284
16.3. Особенности расчета надежности систем агрегатов. 289
16.4. Влияние режима работы на надежность систем агрегатов. 289
ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА 294
ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА 295

1. СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ,ТРЕБОВАНИЯ,ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИЯМ АГРЕГАТОВ.

Агрегаты – основные элементы систем, обеспечивающие их надежное функционирование.

Бурное развитие авиационной и ракетно-космической техники привело к созданию летательных аппаратов различных назначений и классов.

На смену хорошо зарекомендовавшим машинам Ту-134, Ту-154, Ил-62, Ту-144, Ан-10, Ан-12, Ан-22, Ан-24, Ил-76, Ил-86, Бе-12, Як-40, Як-42, ту-95, Миг-19, Миг-21, Миг-29, вертолетам Ми-8, Ми-10, К-12, двигателям НК-8, НК-12, Д-30, Аи-20, ракетным и корабельным комплексам приходят машины нового поколения: Ту-204, Ту-214, Ил-96-300М, Ил-114, Ан-140, Бе-200, Ту-334, SuperJet 100, М-21, ту-160, К-25, Миг-31, двигатели ПС-90, НК-32 и др. Проводятся работы по использованию в авиации и железнодорожном транспорте криогенных топлив (сжиженного природного газа и жидкого водорода) [1,2].

Дальнейшее освоение природных ресурсов с целью удовлетворения все возрастающих потребностей в углеводородном топливе требует развития нефте-газового комплекса, включающего и добычу, и транспортировку.

Работоспособность, надежная работа на протяжении всего срока службы любого объекта машиностроения будь-то летательный аппарат, корабль, обрабатывающий станок, автомобиль, газоперекачивающая станция, насосно-фильтровальная станция и т.д. напрямую зависит от различных систем обеспечивающих их функционирование.

Наибольшее распространение получили гидравлические, топливные, пневматические, масляные системы, системы кондиционирования, системы пожаротушения и др. Не вдаваясь в подробности, посмотрим, в чем они разнятся и что является между ними общим.

1.1.ГИДРОСИСТЕМЫ.

Для простоты рассмотрим принципиальную схему гидросистемы легкого маневренного самолета, представленную на рисунке 1.1. Данная система состоит из двух автономных гидросистем: системы гидроусислителей и общей системы. Система гидроусилителей обеспечивает:

- питание одной из камер гидроусилителей управления стабилизатором, элеронами, рулями направления;
- аварийное торможение колес основных опор вместе с общей гидросистемой.

Общая гидросистема обеспечивает:

- уборку и выпуск шасси, закрылков;
- торможение колес при буксировке самолета;
- автоматическое торможение колес основных опор при уборке шасси;
- питание второй камеры гидроусилителей управления: стабилизатором, элеронами, рулями направления, механизмом разворота передней стойки шасси;
- работу других агрегатов и систем самолета.

Для предотвращения нагнетающих магистралей гидросистем от недопустимо высоких давлений, в случае выхода из строя регуляторов в линиях нагнетания общих гидросистем, установлены автоматы разгрузки насосов, выполняющих функции предохранительных клапанов.

В линии нагнетания общей гидросистемы наряду с автоматом разгрузки насосов установлен подпорный клапан, который при снижении давления в гидросистеме отключает подачу жидкости в системе, не связанные с управлением самолета, предотвращая снижение давления в линии питания гидроусилителей.

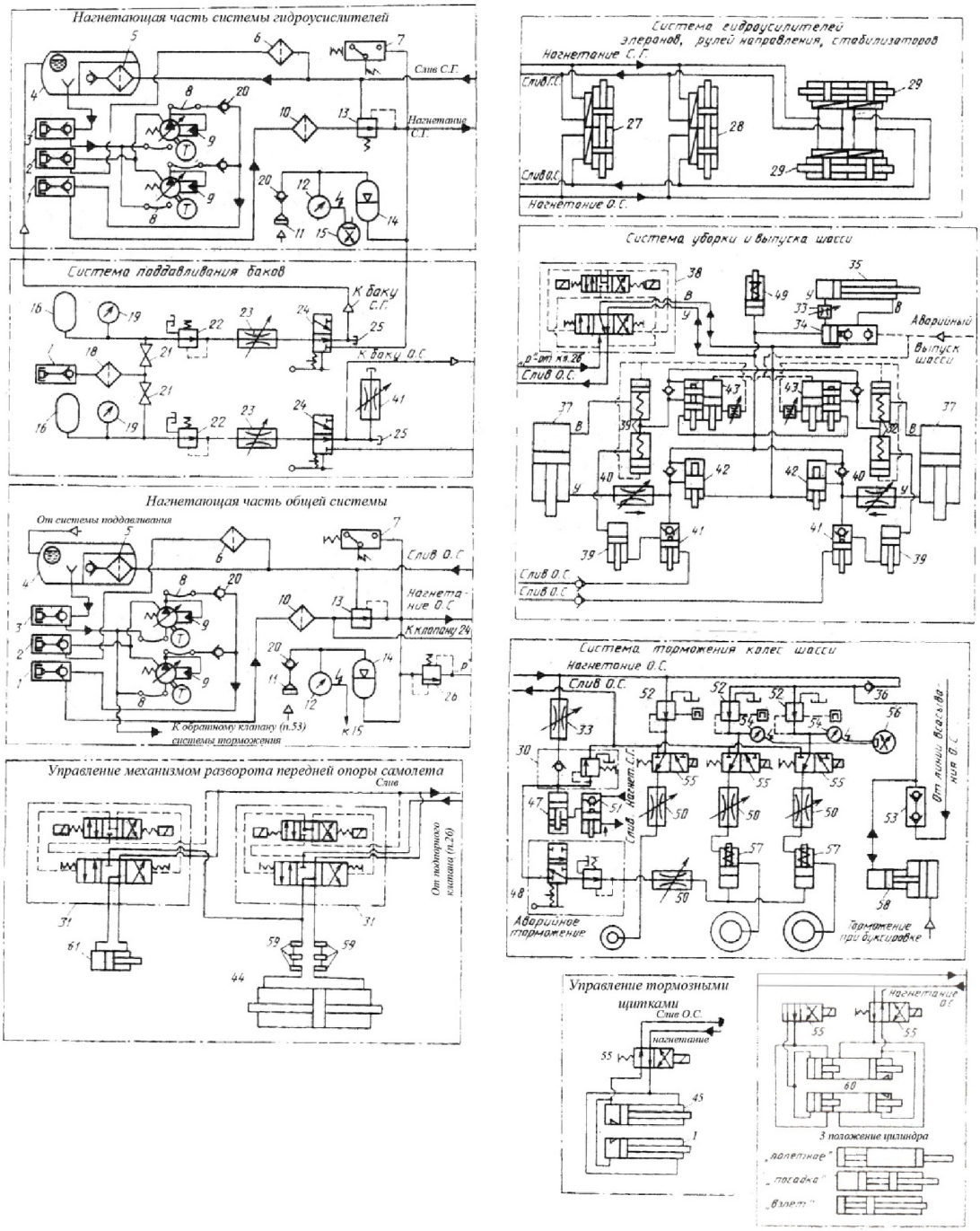


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема гидравлической системы:

На рисунке 1.1: 1 – клапан подключения нагнетания; 2 – клапан заправки и подключения слива; 3 – отсечной клапан всасывания; 4 – гидробак; 5 – фильтроэлемент; 6 – фильтр внешней циркуляции насосов; 7 – реле давления; 8 – шланг; 9 – насос НП; 10 – фильтр линии нагнетания насосов; 11 – зарядный штуцер; 12 – датчик манометра; 13 – автомат разгрузки наосов; 14 – гидроаккумулятор; 15 – указатель манометра; 16 – баллон поддавливания; 17 – бортовой зарядный штуцер; 18 – фильтр; 19 – газовый манометр; 20 – обратный клапан; 21 – вентильный кран; 22 – редуктор; 23 – дроссель; 24 – стравливающий клапан; 25 – штуцер для проверки давления поддавливания; 26 – подпорный клапан; 27 – гидроусилитель элеронов; 28 – гидроусилитель рулей поворота; 29 – гидроусилитель стабилизатора; 30 – обратный клапан с дросселем; 31 – двухпозиционный электрогидравлический кран; 32 – аварийный переключатель; 33 – дроссель; 34 – гидрозамок передней опоры самолета; 35 – цилиндр передней опоры

самолета; 36 – обратный клапан; 37 – цилиндр основной опоры самолета; 38 – электрогидравлический трехпозиционный кран; 39 – цилиндр щитков основной опоры самолета; 40 – односторонний дроссель; 41 – согласующий клапан; 42 – цилиндр замка основной опоры в выпущенном положении; 43 – цилиндр замка убранного положения основной опоры; 44 – механизм разворота колес; 45 – цилиндр верхнего тормозного щитка; 46 – цилиндр нижнего тормозного щитка; 47 – гидроаккумулятор; 48 – редукционный клапан торможения; 49 – цилиндр автоматического торможения4 50 – гидравлический агрегат управления; 51 – согласующий клапан; 52 – гидропневматический редуктор; 53 – сдвоенный обратный клапан; 54 – датчик манометра; 55 – электрогидравлический кран; 56 – указатель манометра; 57 – челночный клапан; 58 – мультипликатор; 59 – поворотные соединения; 60 – гидроцилиндр закрылков; 61 – цилиндр изменения плеча и выключения торможения при больших углах разворота.

Для обеспечения высотности гидросистемы и предупреждения кавитационных срывов перед насосами создается избыточное давление (0,2…0,4) МПа за счет поддавливания гидробаков.

Каждая гидросистема имеет свою изолированную систему поддавливания. для увеличения срока службы рабочей жидкости 7-50с-3 поддавливание осуществляется азотом. Зарядка и контроль давлений в баллонах поддавливания производится по графику в зависимости от температуры окружающей среды.

Не вдаваясь в подробности работы гидросистем, отметим лишь что общим для них является наличие клапанов различного назначения, фильтров, обратных клапанов, бортовых зарядных штуцеров, редукторов, дросселей, гидроусислителей, гидроцилиндров, электрогидравлических кранов, манометров, датчиков и другой арматуры. Такой же набор арматуры характерен и для гидросистем других летательных аппаратов. Отличительной особенностью, пожалуй, будет являться только их количество и объем функциональных параметров, выполняемых этой арматурой, соответственно будет различные схемные и конструктивные исполнения. В качестве рабочих сред в зависимости от условий эксплуатации (температура рабочей и окружающей сред, давления) в летательных аппаратах применяются следующие гидрожидкости: АМГ-10, 1-50с-3, НГЖ-5У, сканурол и др.

1.2.ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ.

Другой не менее ответственной системой для летательного аппарата и других передвигающихся за счет углеводородных топлив объектов является топливная система. Она предназначена для размещения необходимого запаса топлива и его бесперебойной подачи в камеру сгорания двигателя при всех возможных режимах и условиях работы объекта.

Кроме того, топливные системы могут выполнять дополнительные функции по охлаждению других систем, балансировке объекта и др.

К топливным системам, как впрочем и ко всем другим системам , предъявляется общее требование в отношении надежности, живучести, пожарной безопасности, массовых и габаритных характеристик, простоты конструкции, ремонтопригодности, контролепригодности и эксплуатационной технологичности.

Топливная система, как и многие другие системы современных объектов, - это сложный комплекс большого количества взаимозаменяемых подсистем. В частности для топливной системы – это подсистемы подачи топлива в двигатели, перекачки топлива, системы контроля за расходом топлива, наддува топливных баков, заправки и слива топлива на земле и в полете, охлаждения и др.

На рисунке1.2 представлена схема соединений топливной системы, в которую входят:

- топливные баки;
- системы обеспечения:

- вырабоки топлива;

- подачи топлива в двигатели при нулевых и отрицательных перегрузках;
- наддува и дренажа баков;
- автоматического управления порядком выработки топлива из баков;
- питания двигателей при запуске.
    - система контроля за остатком и выработкой топлива;
    - система аварийного слива топлива;
    - система централизованной заправки.

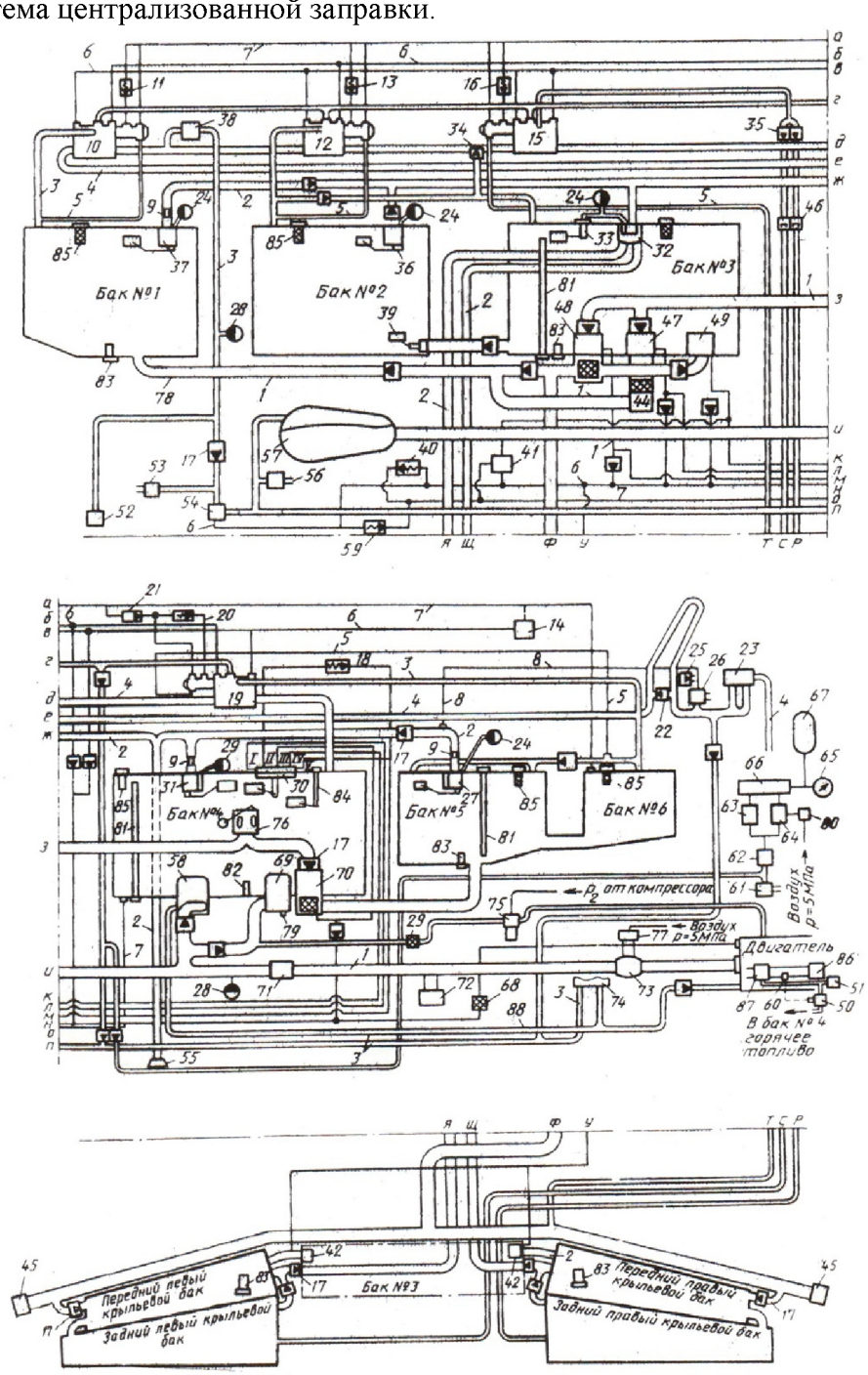


Рисунок 1.2 – Схема соединения топливной системы:

На рисунке 1.2 1 – линия выработки топлива; 2 – линия заправки; 3 – линия наддува баков; 4 – линия дренажа; 5 – линия обратной связи клапана наддува с надуваемым баком; 6 – линия командного давлении; 8 – линия командного давления заправки; 9 – дроссель; 10 – агрегат наддува бака; 11 – электромагнитный клапан отсечки наддува бака № 1; 12 – агрегат наддува баков № 2 и 3; 14 – клапан сброса командного давления; 15 – агрегат

наддува крыльевых баков; 16 – электромагнитный клапан отсечки наддува крыльевых баков; 17 – обратный клапан; 18 и 40 – электромагнитный клапан переключения выработки топлива при аварийном сливе; 19 – агрегат наддува баков № 5 и 6; 20 – электромагнитный клапан отсечки наддува баков № 5 и 6; 21 – клапан р=20 кПа; 22 - перепускной клапан р=20 кПа; 23 – дренажно-предохранительный клапан; 24 – сигнализатор давления; 25 – клапан скоростного напора; 26 – дренажный клапан заправки; 27 – узел заправки баков № 5 и 6; 28 – сигнализатор давления; 29 – сетчатый фильтр; 30 – поплавковый клапан бака № 4; 31 – узел заправки бака № 4; 32 – узел заправки крыльевых баков; 33 – поплавковый клапан бака № 3; 34 – вакуум-клапан; 35 – обратный клапан с дросселем; 36 – узел заправки баков № 2 и 3; 37 – узел заправки бака № 1; 38 – дренажный клапан подвесного блока; 39 – поплавковый клапан бака № 2; 41 – клапан управления выработкой бака № 2; 42 – перекрывной клапан в линии заправки бака № 3; 43 – перепускной клапан для аварийного слива топлива из бака № 1 (на рисунке не показан); 44 – приемник топлива подвесного бака; 45 - клапан аварийного слива; 46 – отсечной поплавковый клапан; 47 – спецклапан выработки бака № 1; 48 – спецклапан выработки баков № 2, 3 и крыльевых; 49 – спецклапан выработки баков « 2 и 3; 50 – электромагнитный клапан; 51 – форсажный регулятор; 52 – штуцер наддува подвесного бака; 53 – предохранительный клапан подвесного бака; 54 – клапан наддува подвесного бака; 55 – приемный узел заправки; 56 – предохранительный клапан топливного аккумулятора; 57 – топливный аккумулятор; 58 – подкачивающий турбонасос; 59 – электромагнитный клапан отсечки наддува подвесного бака; 60 – приемник температуры; 61 – предохранительный клапан азота; 62 – редуктор; 63 – вентиль; 64 – пневмоклапан; 65 – манометр; 66 – штуцер зарядки азота; 67 – азотный баллон; 68 – фильтр топлива командного давления; 69 – подкачивающий электроприводный насос; 70 – спецклапан выработки баков № 5 и 6; 71 – датчик расходомера; 72 – сливной кран; 73 – перекрывной топливный кран; 74 – воздуховоздушный радиатор; 75 – насос пускового топлива; 76 – инерционный клапан; 77 – электропневмоклапан управления кранами; 78 – сливная пробка; 79 – сливной краник; 80 – электропневмоклапан; 81 – электроемкостный датчик; 82 – компенсирующий датчик; 83 – сигнализатор уровня; 84 – поплавковый сигнализатор уровня; 85 – заливная горловина; 86 – топливный насос; 87 – топливномаслянный радиатор; 88 – линия сжатого воздуха для ТН

Такая сложность топливных систем повышает их надежность и обеспечивает возможность нормальной работы. Не вдаваясь в подробности работы каждой из подсистем, хотя они видны непосредственно из представленной схемы соединений на рисунке 2, отметим, что в состав топливной системы, кроме трубопроводов, входят различные поплавковые клапаны, насосы, регуляторы давления и расхода, обратные клапаны, перекрывные и отсечные клапаны, распределители, разъемы, дросселя, регулирующая аппаратура, фильтры, датчики давления и т.д.

Естественно, что рабочим телом топливной системы существующих самолетов и вертолетов в настоящее время являются различные марки керосинов: Д-Ф, Т-1, Т-2, ТС, РТ и др.

Правда уже сейчас приходится слышать и о других видах топлив. Это – искусственный бензин (США), получаемый из низкокачественных бурых углей, спирт (Бразилия), метан, бутан, пропан (Россия). Причем последние используются в сжиженном состоянии и относятся к числу криогенных жидкостей, т.е. их температура хранения лежит ниже -120 ^{o}C. Особенное место занимает жидкий водород. Его нормальная температура составляет -253 ^{0}C. Его теплотворная способность превышает керосины разных марок приблизительно в 3 раза и дает возможность обеспечивать полеты на гиперзвуке со скоростью 3-6 Мах, одновременно решая проблему охлаждения аэродинамически нагреваемых конструкций летательного аппарата. Кроме того, это самое чистое в экономическом отношении топливо. Относительно малая плотность водорода, глубокий минус, относительная дороговизна существующих способов получения

несколько сдерживают его широкое применение в авиации, хотя в экспериментальном плане такие работы проводятся и дали неплохие результаты [3].

На данный момент времени, водород используется только в ракетной технике.

Применение же криогенных топлив накладывает определенный отпечаток на топливную систему в части необходимости введения дополнительных подсистем, таких как системы дренажирования, захолаживания и др. Также это приводит к иным конструктивным и технологическим решениям, в том числе в части применения других конструкционных материалов в отличие от применяемых в традиционных топливных системах.

1.3.ПНЕВМОСИСТЕМЫ

Современные самолеты имеют большое число различных систем механизации управления взлетом и посадкой, обеспечения жизнедеятельности экипажа, пассажиров, создания условий работы оборудования, которые иногда нуждаются в автономных бортовых источниках энергии. Одним из таких источников энергии является сжатый газ (воздух, азот и др.) в баллонах, которые располагаются в летательном аппарате. Баллонная система используется в пневмосистемах наряду со стационарным источником сжатого воздуха от компрессора. Однако, баллонная система используется в качестве резервно-аварийной системы.

Газовый источник энергии имеет ряд преимуществ перед другими по определяющим параметрам:

1. Высокий уровень потенциальной энергии, готовый к действию, независимо от других видов энергии. Энергия сжатого газа, используется как на земле, так и в полете. На земле – для управления и торможения самолета при его перекатке, механизации работ (открытии фонаря, грузовых люков и т.д.). Баллоны обычно заряжаются газом под давлением 15…35 МПа.
2. Высокое быстродействие газовой системы. Оно определяется в основном длиной трубопроводных магистралей.
3. Полная пожаробезопасность.

В газовых системах самолетов при двалении 15 МПа применяется осушенный от влаги воздух с точкой росы ниже -55 ^{o}C, при больших давлениях до 35 МПа и выше используется азот.

Обычно в газовых системах используются сухие газы, очищенные от механических примесей во избежание засорения систем агрегатов механическими частицами, что может вызывать нарушение герметичности клапанов. наличие влаги внутри системы может привести к коррозии, а главное – к образованию льда при понижению температуры ниже 0 ^{o}C за счет дросселирования или ща счет охлаждения окружающей среды.

Для повышения надежности, газовая система разделяется на полностью автономные подсистемы со своими баллонами и исполнительными механизмами. Это относится к аварийным системам, выполняющих часть функций основной системы при полном отказе основной системы.

Герметичность кранов и клапанов должна быть очень высокой, чтобы избежать потерь сжатого воздуха в полете после срабатывания агрегатов системы при взлете или в полете. Обычно применяются электроклапаны кратковременного действия, которые по электрическом у сигналу открывают доступ сжатого газа к исполнительному механизму, а после срабатывания механизма, электрокран вновь перекрывает подачу газа. Следует заметить, что время срабатывания электроклапанов на основе электромагнитного управления оставляет сотые доли секунды. В случае срабатывания аварийной системы с пиротехническим управлением, время срабатывания сокращается до тысячных долей секунды.

Преобразование энергии давления газа в механическую работу обычно происходит в пневматических цилиндрах, в которых сжатый газ преодолевает противодействие на штоке поршня внешних нагрузок и сил трения соединения поршня с цилиндром. Т.к. в отличии от жидкости газ сжимаем, то ход штока пневмоцилиндра равномерным получить нельзя. Скорость хода штока пневмоцилиндра будет определяться скоростью заполнения цилиндра газом, противодавлением со стороны штока и силами трения в цилиндре. Известно, что сила трения покоя больше силы трения движения, поэтому даже при медленной подаче газа, поршень будет перемещаться рывками, неравномерно, в отличии от гидроцилиндра, в котором скорость движения поршня зависит только от скорости заполнения цилиндра жидкостью. Поэтому в газовых системах все цилиндро-поршенвые механизмы имеют только два рабочих фиксированных положения: убрано или выпущено.

Роторные механизмы при баллонной газовой системе в летательных аппаратах не применяются из-за ограничения запаса газа.

Сжатый газ в системе редуцируется до нужного давления, на котором работает потребитель, при необходимости газ редуцируется на изменяемое по величине давление для управления каким-либо процессом, например, торможением колес.

Сжатый азот применяется для заполнения надбакового пространства в целях недопущения взрывоопасной концентрации паров топлива с кислородом воздуха. Эта проблема особенно важна для сверхзвуковых самолетов, где корпус самолета, а следовательно, и топливо в баках подвергается аэродинамическому нагреву, кроме того соседство топливных баков с двигателями также приводит к нагреву топлива и повышению взрывоопасности. Сжатый газ применяется для поддавливания радиоблоков, повышения высотности работы радиооборудования, поддавливания гидроблоков в целях предотвращения кавитации гидронасосов, заполнения шлангов герметизации откидной части фонаря, люков и т.п., выдавливания антиобледенительной жидкости в зону образования льда и т.д.

На рисунке 1.3 в качестве примера представлена принципиальная схема воздушной системы одного из истребителей, которая состоит из трех самостоятельных систем: основной, аварийной и системы поддавливания блоков радиооборудования.

Основная воздушная система осуществляет:

- управление торможением колес шасси (выполняет командные функции, исполнительные функции выполняет рабочая жидкость общей гидросистемы);
- включение противообледенительной системы фонаря, герметизации фонаря;
- управление кранами аварийного слива топлива;
- управление перекрывными кранами топлива;
- управление заслонками охлаждения генераторов;
- управление автоматическим и ручным выпуском парашюта и ручным сбросом парашюта;
- управление открытием створок турбостартера.

Аварийная воздушная система осуществляет аварийный выпуск шасси и щитков шасси.

Система поддавливания блоков радиооборудования обеспечивает наддув блоков.

Как видно из рисунка 1.3, в состав схемы входят различные по назначению агрегаты: обратные клапаны, редукторы, электропневмоклапаны, фильтры, пневмоцилиндры, дроссели, пневмоклапаны, аварийные переключатели и т.д.

На рисунке 3: 1 – манометр; 2 – воздушный баллон; 3 – воздушный баллон аварийной системы; 4 – обратный воздушный клапан; 5 – вентильный кран заполнения аварийной системы; 6 – фильтр; 7 – бортовой зарядный штуцер; 8 – двухстрелочный манометр; 9 – вентильный кран заполнения основной системы; 10 – воздушный баллон основной системы; 11 – редуктор; 12 – выключатель; 13 – редукционный клапан; 14 – запорный кран; 15 – дифференциал; 16 – редукционный ускоритель; 17 – гидропневматический редуктор; 18 – мультипликатор; 19 – редукционный клапан; 20 –

спиртовой бак; 21 – коллектор; 22 – редуктор; 23 – воздушный клапан; 24 – кран герметизации фонаря; 25 – шланг герметизации фонаря; 26 – электропневмоклапан; 27 – обратный спиртовой клапан; 28 – кран аварийного слива топлива; 29 – перекрывной топливный кран; 30 – пневмоцилиндр заслонки обдува генератора; 31 – баллон тормозного парашюта; 32 – сдвоенный электропневмоклапан; 33 – дроссель; 34 – цилиндр выпуска штанги; 35 – цилиндр выпуска парашюта (открытия створки контейнера); 36 – цилиндр сброса и отцепки тормозного парашюта; 37 – цилиндр управления створками турбостартера (на рисунке не показан); 38 – кран аварийного выпуска шасси; 39 – гидрозамок передней ноги шасси; 40 – дренажный клапан; 41 – цилиндр замков убранного положения главных ног шасси; 42 – аварийный переключатель; 43 – электромагнитный воздушный кран4 44 – пневмоклапан подачи азота в топливные баки4 45 – цилиндр открытия замка створки тормозного парашюта

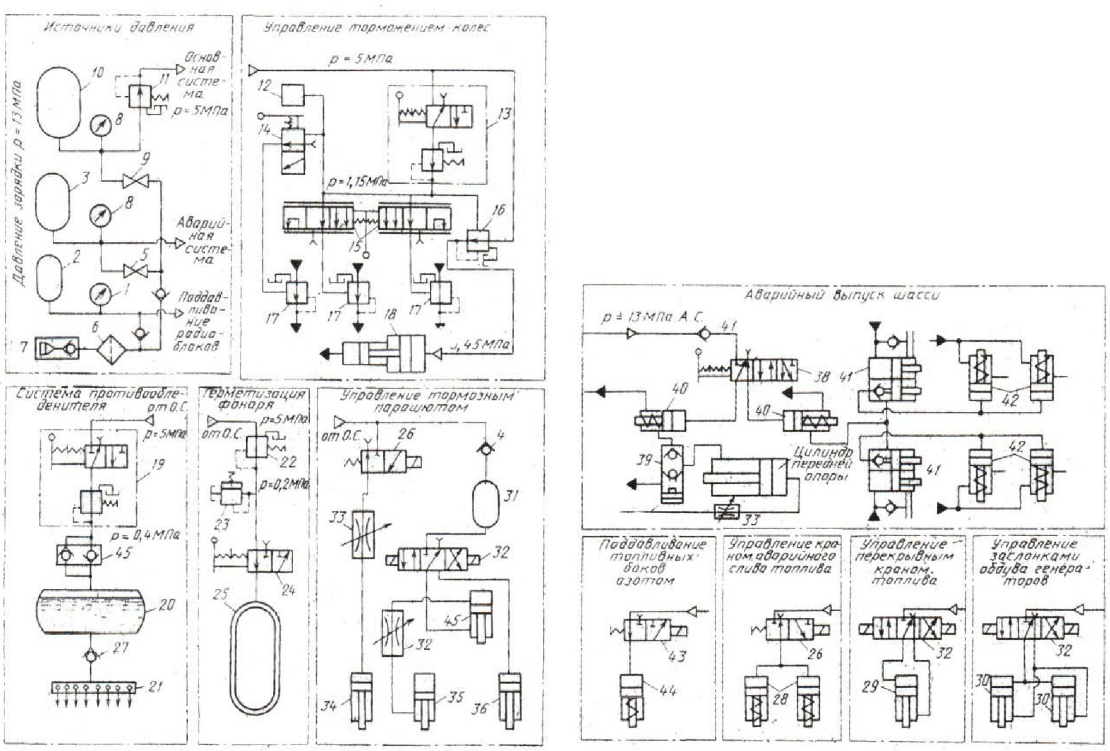


Рисунок 1.3 – Принципиальная схема воздушной системы истребителя

1.4.Технологическая схема БТПГсистемы ГРС. Все возрастающее в мире потребление природного газа требует постоянного развития магистральных трубопроводов. При этом по пути следования магистральных газопроводов от месторождения до конечного пункта транспортируемый природный газ отбирается на нужды газифицированных городов, промышленных предприятий а также для собственных нужд компрессорных станций (КС). Давление транспортируемого газа в существующих газопроводов достигает 7,5 МПа, и при подаче потребителю снижается до (0,1…3) МПа на газораспределительных станциях (ГРС).

Для питания приводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) на КС установлены блоки топливного и пускового газа (БТПГ), которые также снижают давление до требуемой для питания привода величины.

Снижение давления газа на ГРС, БТПГ и других объектов газопроводного транспорта производится с помощью регуляторов давления, оснащенных специальными редукторами – задатчиками с обратной связью, которые автоматически поддерживают выходное давление газа в заданных пределах независимо от меняющегося режима потребления и колебаний давления перед регулятором.

На рисунке 1.4 показана принципиальная технологическая схема БТПГ, где регуляторы работаю в условиях периодически меняющихся режимов запуска и питания топливным газом приводов ГПА.

Схема предусматривает две раздельные линии: линию пускового газа и линию топливного газа, которые обеспечивают подачу газа со своими параметрами давления и расхода. Каждая линия состоит из двух ниток: рабочей и резервной. В них последовательно установлено по два регулятора: первый по движению газа – резервный, настроенный на полное открытие затвора, второй – рабочий, настроенный на заданное выходное давление. В случае выхода из строя рабочего регулятора автоматически вступит в работу резервный.

В случае отказа регуляторов питания в работу введутся регуляторы резервной нитки. Таким образом осуществляется резерв регуляторов и защита системы газоснабжения.

Принцип работы дросселирующего блока ГРС аналогичен работе одной из линий БТПГ.

Из приведенного рисунка 1.4 видно, что в состав многих объектов газоснабжения магистральных газопроводов входят опять же фильтры, предохранительные клапаны, регуляторы, обратные клапаны, редукторы и т.п. Однако, на их конструктивное решение должна влиять особенность эксплуатации системы, использующей природный газ.

Не рассматривая далее многочисленные системы, применяющиеся на различных объектах машиностроения, можно сделать вывод, что в состав этих систем входят 6 насосы, различные электрогидравлические системы, регуляторы давления и расхода, гидроаккомуляторы, различные реле времени, электропневмоклапаны, редукторы, предохранительные клапаны, фильтры, согласующие клапаны, гидроцилиндры, обратные клапаны, дросселя, вентили, перекрывные и отсечные клапаны с различного вида управлением и др.

Разработка конструкции любого агрегата из числа вышеперечисленных наименований, в соответствии с требованиями ЕСКД, производится в соответствии с требованиями ТЗ, которые и определяют в конечном итоге конструктивное решение каждого агрегата и объясняют то многочисленное разнообразие конструкций агрегата одного и того же функционального назначения, но предназначенными для разных условий эксплуатации.

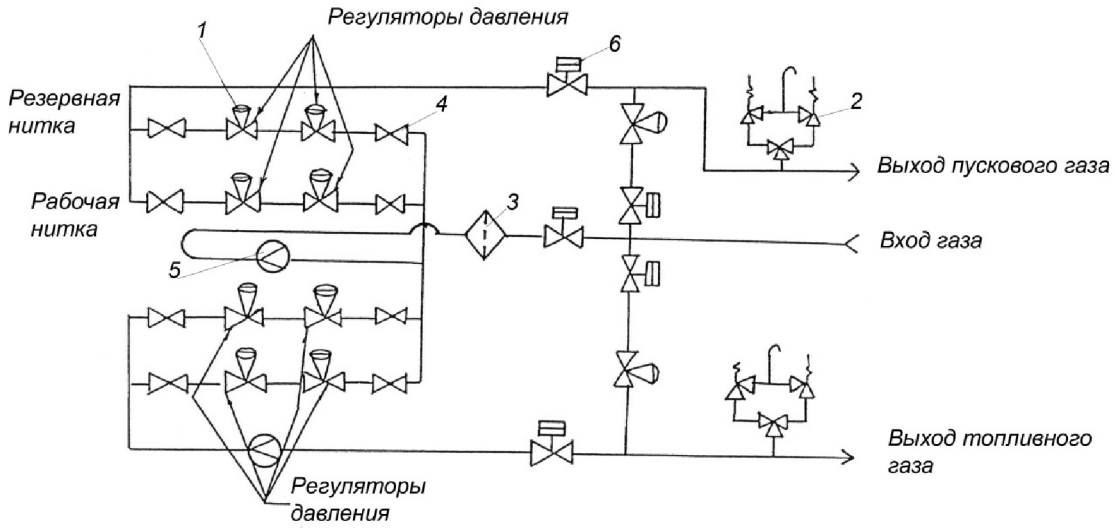


Рисунок 1.4 – Принципиальная технологическая схема БТПГ

1 – регулятор давления с редуктором задатчиком; 2 – предохранительный клапан; 3 – фильтр; 4 – вентиль; 5 – обратный клапан; 6 – регулирующий клапан

Любое техническое задание содержит технические требования к разрабатываемому объекту. Технические требования, которые предъявляются к агрегатам (клапанам) гидропневмо- топливной автоматики можно условно разделить на две группы:

1. Требования к агрегату – автономные требования.
2. «Схемные требования», т.е. требования, вызванные взаимодействием агрегатов при работе в составе конкретной системы, где используется данный агрегат.

Схемные требования к любому агрегату нельзя рассматривать изолировано от конкретной системы, объекта, двигателя, на котором он установлен, независимо от всех возможных условий эксплуатации. При этом необходимо тщательно учитывать последовательность и особенность работы всех агрегатов этой системы, объекта, двигателя. Схемные требования определяют многие параметры агрегата, его габариты, условия монтажа, места подходя для выполнения ремонтных и регламентных работ без демонтажа агрегата с объекта и т.п.

Под термином «автономные требования» обычно понимаются требования к данному , отдельно взятому агрегату, не связанные с его применением на том или ином типе системы, объекте, двигателе.

Основными, наиболее общими автономными требованиями ко всем агрегатам авиационной и ракетно-космической техники являются требования надежности и малого веса.

Надежность работы агрегата определяется прежде всего его принципиальной схемой, механической простотой и количеством движущихся друг относительно друга деталей. Чем меньше количество движущихся деталей, тем проще и надежнее будет агрегат, т.к. уменьшается возможность заклинивания, заедания деталей и появления на них задиров, уменьшается число уплотнений (особенно подвижных), уменьшается вероятность влияния на работу клапана незамеченных дефектов при изготовлении деталей.

Все агрегаты тесно связаны с его гидравлическими характеристиками: гидравлическое сопротивление клапана, как правило, тем выше, чем меньше его вес.

К основным требованиям, определяющим надежность агрегатов, обычно относятся следующие требования:

1. Герметичность всех уплотнений – как подвижных, так и не подвижных.
2. Стабильность времен открытия и закрытия.
3. Поддержание заданных выходных параметров в требуемом допуске в том числе и на протяжении гарантийного ресурса работы.
4. Четкость и безотказность срабатываний даже при незначительных колебаниях входных параметров, регламентируемых ТЗ.
5. Обеспечение необходимых гидравлических характеристик.
6. Плавность хода – отсутствие задержек при перемещении подвижной системы.
7. Стойкость материалов в рабочих средах и при атмосферном воздействии.
8. Длительность срока хранения и сохранение работоспособности в пределах гарантийного назначенного и технического ресурса работы (естественно, что это имеет смысл только по отношению к агрегатам многоразового действия).
9. Прочность конструкции при воздействии:
   - рабочих разрушающих нагрузок;
   - ударных нагрузок;
   - различных виброперегрузок.
10. Взрывобезопасность.
11. Технологичность изготовления.
12. Минимальная трудоемкость и низкая стоимость

13. Максимальная унификация и стандартизация всех элементов конструкции.

Таким образом, в технических требованиях на каждый проектируемый агрегат для авиационной техники должны содержаться следующие параметры в численном выражении:

- нормы и величины допустимых изменений утечек и перетечек по все видам уплотнений, влияющих на герметичность и работоспособность системы;
- допуски на входные и выходные параметры рабочей среды (давления, температуры);
- ресурсная наработка в нормо-часах или циклах срабатывания в процессе гарантийного, назначенного или технического ресурса, в том числе и по годам у учетом изменений температуры рабочей и окружающей среды;
- диапазон времени перекладки;
- величина гидравлического сопротивления т допуск на него;
- параметры вибрации на устойчивость элементов конструкции;
- параметры воздействия вибрации на прочность элементов конструкции;
- параметры воздействия пульсации и гидроударов;
- параметры воздействия ударной прочности на элементы конструкции;
- параметры воздействия ударной прочности на узлы крепления;
- параметры воздействия линейного ускорения на элементы конструкции;
- параметры воздействия транспортирования на прочность элементов конструкции;
- параметры воздействия повышенной относительной влажности на элементы конструкции;
- параметры устойчивости к циклическому изменению температуры окружающей среды на элементы конструкции;
- параметры холодоустойчивости;
- параметры воздействия росы и внутреннего обледенения;
- параметры воздействия морского тумана;
- параметры воздействия температурной выдержкой (при необходимости график изменения температуры во время полета);
- параметры воздействия солнечной и радиоактивной радиации;
- параметры воздействия грибков и бактерий;
- параметры веса, присоединительных и монтажных мест. габаритные размеры;
- изменение параметров после воздействия испытаний на прочность элементов конструкции (последние выбираются в соответствии с действующими в отрасли нормами прочности).

Следует заметить, что некоторые из перечисленных параметров в авиационной и ракетно-космической технике вносятся в ТЗ в соответствии с нормативными документами, действующими в отрасли. Причем параметры выбираются исходя из месторасположения агрегата на летательном аппарате и с учетом возможных территориальных условий эксплуатации.

Проверки на соответствие этим требованиям обычно выполняют при автономных испытаниях агрегата.

2. ЭТАПЫ СОЗДАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ОБЪЕКТА (СИСТЕМЫ, АГРЕГАТА, УСТРОЙСТВА)

В соответствии с ГОСТ 2.103-68 (1995) ЕСКД «Стадии Разработки» предполагается следующие стадии разработки любой конструкции объекта:

- техническое предложение;
- эскизный проект;
- технический проект;
- разработка конструкторской документации:

а) опытного образца (опытной партии) изделия;

б) серийного (массового) производства.

Каждой стадии соответствует определенная цель и объем работ при создании конструкторской документации на проектируемое изделие. Рассмотрим далее более подробно некоторые из них.

Техническое предложение – его целью является подбор материалов и обоснование возможности создания конструкции изделия. При этом следует обратить внимание на то, что в соответствии с ГОСТ 2.103 – 68 (1995) ЕСКД «Стадии Разработки» стадия «техническое предложение» не распространяется на конструкторскую документацию изделий, разрабатываемых по заказу министерства обороны.

Эскизный проект в соответствии с ГОСТ 2.119-78 ЕСКД составляется для определения, выбора и оценки принципиальных конструктивных решений, дающих представление об устройстве и принципе работы изделия, и определяет назначение, основные параметры и его габаритные размеры. Правило выполнения эскизных конструкторских документов должны выполняться в соответствии с ГОСТ 2.125-88.

Технический проект разрабатывают с целью выявления окончательных технических решений, даюбщих полное представление о конструкции изделия. При необходимости технический проект может предусматривать разработки вариантов отдельных составных частей изделия, причем, окончательный выбор варианта осуществляется на основании результатов испытаний опытных образцов изделия. В техническом проекте также должны быть даны оценки его соответствия требования технического задания, технологичности, степени сложности изготовления, способов упаковки, возможности транспортирования и монтажа на месте применения, удобстве эксплуатации, целесообразности и возможности ремонта и т.п.

В техническом проекте также как и при создании эскизного проекта может предусматриваться разработка макета для проверки на объекте основного заказчика конструктивных и схемных решений изделия. При этом испытания макетов должны проводиться в соответствии с программой и методикой испытаний, разработанной в соответствии с ГОСТ 2.106-96. В соответствии с ГОСТ 2.120-73 ЕСКД в различных разделах технического проекта должна содержаться следующая информация:

- краткая характеристика области и условий применения изделия;
- общая характеристика объекта для применения, в котором предназначено данное изделие (при необходимости);
- основные данные, которые должны обеспечивать стабильность показателей качества изделия в условиях эксплуатации;
- основные технические характеристики изделия (мощность, число оборотов, производительность, расход электроэнергии, топлива, коэффициент полезного действия и другие параметры, характеризующие изделие);
- сведения о соответствии или отклонениях от требований, установленных техническим заданием и предыдущими стадиями разработки, если они проводились, с обоснованием отклонений;
- описание и обоснование выбранной конструкции, схем, упаковки (если упаковка предусмотрена) и других технических решений, принятых и проверенных на стадии разработки технического проекта. При необходимости приводят иллюстрации;
- данные сравнения основных технических характеристик изделия с характеристиками аналогов (отечественных или зарубежных) или дают ссылку на карту технического уровня и качества;

- оценка технологичности изделия, в том числе обоснование необходимости разработки ил приобретения нового оборудования;
- оценка окончательных технических решений на соответствие требованиям по обеспечению патентной чистоты и конкурентоспособности;
- сведения об использованных изобретениях (номера авторских свидетельств или номера заявок на изобретения с указанием даты приоритета);
- результаты испытаний макетов (если они изготовлялись) и данные оценки соответствия макетов заданным требованиям, в том числе эргономики, технической эстетики. При необходимости приводят фотографии макетов. Для справок допускается указывать обозначения основных конструкторских документов, по которым изготовлялись макеты, номер и дату отчета (или) протокола по испытаниям и др.;
- сведения о соответствии применяемых в изделии заимствованных (ранее разработанных) составных частей, покупных изделий и материалов разрабатываемому изделию по техническим характеристикам, режимам работы, гарантийным срокам, условиям эксплуатации;
- обоснование необходимости применения дефицитных изделий и материалов;
- сведения о транспортировании и хранении;
- сведения о соответствии изделия требованиям технической безопасности и производственной санитарии;
- расчеты, подтверждающие работоспособность изделия (кинематические, электрические, тепловые, расчеты гидравлических и пневматических систем и др.);
- расчеты, подтверждающие надежность изделия (расчеты показателей долговечности, ремонтопригодности, сохраняемости и др.).

При большом объеме расчетов они могут быт оформлены в виде отдельных документов; при этом в данном разделе приводят только результаты расчетов:

- описание специфическим приемов и способов работы с изделием в режимах и условиях, предусмотренных техническим заданием;
- описание порядка и способов транспортирования, монтажа и хранения изделия а также ввода его в действие на месте эксплуатации;
- оценку эксплуатационных данных изделия (взаимозаменяемости, удобства обслуживания, ремонтопригодности, устойчивости против воздействия внешней среды и возможности быстрого устранения отказов);
- сведения о квалификации и количестве обслуживающего персонала;
- экономические показатели (экономическую эффективность от внедрения в народное хозяйство и др.), необходимые расчеты;
- ориентировочный расчет цены опытного и серийного изделия и затрат на организацию производства и эксплуатацию;
- сведения о стандартных, унифицированных и заимствованных сборочных единицах и деталях, которые были применены при разработке изделия, а также показатели уровня унификации и стандартизации конструкции изделия;
- обоснование возможности разработки государственных и отраслевых стандартов на объекты стандартизации, связанные с разработкой данного изделия, его составных частей и новых материалов.

Рабочая конструкторская документация предусматривает разработку конструкторской документации, предназначенной для изготовления и испытания опытного образца (опытной партии) без присвоения литеры. Далее следует этап изготовления и этап предварительных испытаний опытного образца (опытной партии), это так называемые конструкторские испытания, которые проводятся в полном объеме на соответствие требованиям ТЗ. При этом виде испытаний выявляются дефекты как конструктивного, так и технологического, производственного характера, которые

устраняются после разработки соответствующих мероприятий, эффективность которых оценивается повторными испытаниями в том же объеме на опытных образцах изделия.

Далее по результатам этих испытаний проводится корректировка конструкторской документации. Затем уже на новых изготовленных образцах изделия, с учетом всех внедренных мероприятий, проводятся предварительные испытания опытного образца (опытной партии) в полном объеме на соответствие требованиям ТЗ. При этом не допускаются никакие отклонения от параметров, заложенных в ТЗ. После этого технической документации на это изделие присваивается литера «0» и оно допускается к опытной эксплуатации в составе основного объекта.

Для допуска к нормальной эксплуатации без ограничений, проводятся приемочные испытания после корректировки документации по результатам опытной эксплуатации на опытных образцах (или партии) изделий по специальной программе, включающей возможные проверки в соответствиями с требованиями ТЗ. При положительных результатах технической документации присваивается литера. Нужно знать, что если предыдущие виды испытаний обычно проводятся на базе разработчика и изготовителя опытных образцов, то последний вид испытаний должен проводиться, как правило, на независимой от производителя испытательной базе.

При разработке рабочей конструкторской документации изделия для серийного (массового) производства или, в случае передачи конструкторской документации на серийное (мелко-серийное) производство, на другой производственной базе производится корректировка конструкторской документации под специфику производства, куда передается документация.

Как правило, при передаче документации, наряду с конструкторской документацией передается и технологическая, а по договоренности возможна передача в частности специальной оснастки, приспособлений и т.п.

После изготовления первой партии на этом производстве обязательно проводятся испытания установочной серии по специальной программе, которая может включить не весь объем испытаний, требуемых ТЗ. Для изделий, разрабатываемых по заказу министерства обороны, при необходимости возможно повторное изготовление и испытание образцов изделия в соответствии с требованиями ГОСТ 2.103068 ЕСКД.

Следует отметить, что для всех стадий разработки конструкторской документации после сбора соответствующей информации общим является разработка компоновки изделия.

2.1. РАЗРАБОТКА ВАРИАНТОВ ЭСКИЗНОЙ И РАБОЧЕЙ КОМПОНОВКИ

Отметим прежде всего, что рождающиеся в голове конструктора комбинации компоновки несут на себе печать его знаний, наблюдений, повседневного и профессионального опыта. Поэтому раньше всего возникают варианты, связанные с более встречающимися конструктивными решениями.

Не всегода удается даже при самых тщательных поисках найти решение полностью отвечающее поставленным требованиям. Безупречный во всех отношениях вариант в конструкторской практике – редкая удача. Дело порой не в недостатке изобретательности, а в противоречивости выдвинутых требований. В таких случаях приходится идти на компромиссное решение и поступиться некоторыми из них, не имеющими первостепенного значения в данных условиях применения агрегата. Нередко приходиться выбириать вариант не столько имеющий наибольшие достоинства, сколько обладающий наименьшими недостатками.

2.2. МЕТОДИКА КОМПОНОВАНИЯ

Компонование обычно состоит из двух этапов: эскизного и рабочего. В эскизной компоновке разрабатывают основную схему и общую конструкцию агрегата (иногда несколько вариантов).

НА основании обсуждения эскизной компоновки составляют рабочую компановку, уточняющую конструкцию агрегата и служащую исходным материалом для дальнейшего проектирования.

При компоновании важно, выделить первостепенное и установить правильную последовательность разработки конструкции.

Попытка скомпоновать все элементы конструкции одновременно является ошибкой, которая свойственна начинающим конструкторам. Получив задание, определяющее целевое назначение и параметры проектируемого агрегата, конструктор нередко начинает сразу вырисовывать конструкцию в целом во всех ее подробностях, с полным изображением конструктивных элементов, придавая компоновке такой вид, который должен иметь лишь сборочный чертеж конструкции в техническом или рабочем проекте. Конструировать так – значит обрекать конструкцию на нерациональность. Получается механическое нанизывание конструктивных элементов и узлов, расположенных заведомо нецелесообразно.

2.2.1. ОСОБЕННОСТИ ГРАФИКИ НА ЭТАПЕ ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ

Поиск вариантов компоновки как основных частей, так и устройства в целом сопровождается эскизированием. Эскизы состоят из небольшого числа линий, изображающих линейную подробность конструктивной схемы и лишь иногда те ее части, которые поясняют и развивают основную конструктивную идею. несовершенство эскизирования искупается быстротой вычерчивания. Быстрота необходима, так как конструктор должен рассмотреть множество вариантов, а трудности графической реализации не должны особенно на первых порах, замедлять поиск.

О месте установки агрегата

Полнота информации «о месте» является чрезвычайно важным условием успешного решения задачи компоновки. Иногда удается обеспечить приспособляемость устройства к разным объектам за счет небольшого количества переходных крепежных деталей, выполняемых каждый раз по-новому.

Компоновки надо начинать с решения важных вопросов конструкционного выбора рациональных кинематической и силовой схем, правильных размеров и форм деталей, определения наиболее целесообразного взаимного их расположения.

Выяснение подробностей конструкции на данном этапе не только бесполезно, но и вредно, так как отвлекает внимание конструктора от основных задач компоновки и сбивает логический ход разработки конструкции.

Другое основное правило компонования – параллельная разработка нескольких вариантов, углубленный их анализ и выбор наиболее рациональных. Ошибочно, если конструктор сразу задается направлениями конструирования, выбирая или первый пришедший в голову тип конструкции, или принимая за образец шаблонную конструкцию.

Полная разработка вариантов необязательна. Обычно достаточно карандашных набросков от руки, чтобы получить представление о перспективности варианта и решить вопрос о целесообразности продолжения работы над ним.

В процессе компонования необходимо производить расчеты, хотя бы ориентировочные и приближенные. Основные детали конструкции должны быть рассчитаны не только на прочность, но и на жесткость.

Доверяться глазу при выборе размеров и форм деталей нельзя. Правда, есть опытные конструкторы, которые почти безошибочно устанавливают размеры и сечения, обеспечивающие принятый в данной отросли машиностроения уровень напряжений. Но это достоинство сомнительное. Копируя шаблонные формы нельзя создать прогрессивные конструкции.

Неправильно всецело полагаться и на расчет. Во-первых, существующие методы расчета на прочность не учитывают ряда факторов, определяющих работоспособность конструкции. Во-вторых, есть детали, не поддающиеся расчету (например, корпусные). В-третьих, необходимые размеры деталей зависят не только от прочности, но и от других факторов. Конструкция литых деталей определяется в первую очередь требованиями литейной технологии. Для механически обработанных деталей следует учитывать сопротивляемость усилиям резания и придавать им необходимую жесткость. Термически обрабатываемые детали должны быть достаточно массивными во избежание коробления.

Необходимое условие правильного конструирования – постоянно иметь в виду вопросы изготовления и с самого начала придавать деталям технологически целесообразные формы. Опытный конструирования, компонуя деталь, сразу делает ее технологичной, начинающий должен постоянно обращаться к консультациям технологов.

Компоновку необходимо вести на основе нормальных размеров (диаметры посадочных поверхностей, размеры шпоночных и шлицевых соединений, диаметры резьб и т.д.). Особенно это важно при компоновании узлов с несколькими концентричными посадочными поверхностями, а также ступенчатых деталей, форма которых в значительной форме зависит от градации диаметров.

Одновременно надо добиваться максимальной унификации нормальных элементов. Выбранные элементы, неизбежные по конструкции главных деталей и узлов, следует всемерно использовать в остальных частях конструкции.

При компоновании должны быть учтены все условия, определяющие работоспособность агрегата, разработаны системы смазки, охлаждения, сборки-разборки, крепления агрегата и присоединения к нему смежных деталей(приводных валов, коммуникаций, электропривода и т.п.), предусмотрены условия удобного обслуживания, осмотра и регулировки, выбраны материалы для основных деталей, продуманы способы повышения долговечности, увеличения износостойкости трущихся соединений, способы защиты от коррозии, исследованы возможности форсировки агрегата и определены ее границы.

Не всегда компонование идет гладко. Отдельные узлы не всегда получаются с первых попыток. Это не должно смущать конструктора. Приходится создавать «временные» конструкции и доводить их до необходимого конструктивного уровня в процессе дальнейшей работы. В таких случаях полезно сделать передышку, после которой в результате подсознательной работы мышления, нередко возникают удачные решения, легко выводящие конструкцию из тупика. После паузы конструктор смотрит на чертеж по-иному и видит недостатки.

Нередко конструктор невольно утрачивает объективность, перестает видеть недостатки полюбившегося ему варианта и возможности других вариантов. В таких случаях, как нельзя более к месту оказывается беспристрастное мнение посторонних людей, указание старших, совет товарищей по работе, даже придирчивая критика.

Общее правило таково: чем шире поставлено обсуждение компоновки и чем внимательнее конструктор прислушивается к полезным указаниям, тем лучше становится компоновка и совершеннее получается конструкция.

2.2.2. ТЕХНИКА КОМПОНОВАНИЯ

Компонование лучше всего вести в масштабе 1:1, если это допускают габаритные размеры проектируемого объекта. При этом легче выбрать нужные размеры и сечения

детали составить представление о соразмерности частей конструкции, прочности и жесткости деталей и конструкции в целом. Вместе с тем, масштаб избавляет от необходимости простановки большого числа размеров и облегчает последующие процессы проектирования, в частности деталировки. Размеры деталей в этом случае можно брать непосредственно с чертежа.

Вычерчивание в уменьшенном масштабе, особенно при сокращениях, превышающих 1:2, сильно затрудняет процесс компонования, искажая пропорции и лишая наглядности.

Если размеры объекта не позволяют применять масштаб 1:1, то отдельные узды и агрегаты объекта следует во всяком случае компоновать в масштабе 1:1.

Компоновку простейших объектов можно разрабатывать в одной проекции, где конструкция выявляется наиболее полно, формы конструкции в поперечном направлении выполняются пространственным воображением с применением технологии 3D моделирования. При компоновке более сложных объектов этот способ может привести к существенным ошибкам, в таких случаях обязательна разработка во всех необходимых проекциях и сечениях.

И, наконец, после утверждения компоновки производят необходимый объем уточняющих расчетов и приступают к выпуску детальных чертежей. При конструировании изделия, в том числе и на стадии разработке компоновки, рекомендуется придерживаться также следующих основных правил, которые позволяют создать надежную конструкцию:

- избегать выполнения трущихся поверхностей непосредственно на корпусных деталях (для объектов с большим ресурсом, подлежащих капитальному ремонту); для облегчения ремонта, поверхности трения выполнять на отдельных, легко заменяемых деталях;
- последовательно выдерживать принцип агрегатности; конструировать объекты в виде независимых агрегатов, узлов, устанавливаемых в собранном виде;
- исключать необходимость подбора и пригонки деталей при сборке; обеспечивать полную взаимозаменяемость деталей;
- исключать операции выверки, регулировки деталей и узлов по месту; предусматривать в конструкции фиксирующие элементы, обеспечивающие правильную установку деталей и узлов при сборке;
- обеспечивать высокую прочность деталей и агрегата в целом способами, не требующими увеличение веса (придание деталям рациональных форм с наилучшим использованием материала, применение материалов повышенной прочности, введение упрочняющей обработки);
- уделять особое внимание повышению циклической прочности деталей, придавать деталям рациональные по усталостной прочности формы, устранять концентрацию напряжений; вводить усталостно-упрочняющую обработку (закалку т.в.ч., азотирование, дробеструйный наклеп и др.);
- в узлы и механизмы, работающие при циклических и динамических нагрузках, вводить упругие элементы, смягчающие толчки и колебания нагрузки;
- придавать конструкциям высокую жесткость целесообразными, не требующими увеличения веса способами (применение пустотелых и оболочковых конструкций; блокирование деформаций поперечными и диагональными связями , рациональное расположение опор и узлов жесткости);
- всемерно увеличивать эксплуатационную надежность, добиваясь по возможности полной безотказности их действия;
- Делать агрегаты неприхотливыми к уходу; сокращать объем операций обслуживания, устранять периодические регулировки;

- предупреждать возможность перенапряжения в эксплуатации; вводить предохранительные и предельные устройства, исключающие возможность эксплуатации на опасных режимах;
- устранять возможность поломок и аварий в результате неумелого или небрежного обращения, вводить блокировки, предупреждающие возможность неправильного управления;
- исключать возможность неправильной сборки деталей и узлов, нуждающихся в точнлй координации один относительно другого; вводить блокировки, допускающие сборку только в нужном положении;
- устранять периодическую смазку; обеспечивать непрерывную автоматическую подачу смазочного материала к трущимся соединениям;
- избегать открытых механизмов и передач; заключать механизмы в закрытые корпусы, предотвращать проникновение грязи. пыли и влаги на трущие поверхности;
- обеспечивать надежную страховку резьбовых соединений от самоотварачивания; внутренние соединения контрить методами позитивного стопорения (шплинты, отгибные шайбы);
- предупреждать коррозию деталей, в особенности у агрегатов, работающих на открытом воздухе при соприкасающихся с химически активными средами, применением стойких лакокрасочных и гальванических покрытий, и изготовление деталей из коррозионностойких материалов;
- уменьшать стоимость изготовления машин путем придания конструкциям технологичности, унификации, нормализации, уменьшения металлоемкости, сокращения числа типоразмеров деталей;
- уменьшать вес путем увеличения компактности конструкций, применения рациональных кинематических и силовых схем, устранения невыгодных видов нагружения, замены изгиба растяжением-сжатием, а также применения легких сплавов и неметаллических материалов;
- всемерно упрощать конструкцию, избегать сложных многодетальных конструкций;
- обеспечивать максимальную технологичность деталей, узлов и всего агрегата в целом, закладывая в конструкцию предпосылки наиболее производительного изготовления и сборки;
- сокращать объем механической обработки, предусматривая изготовление деталей из заготовок с формой, приближающейся к окончательной форме изделия; заменять механическую обработку более производительными способами обработки без снятия стружки;
- осуществлять максимальную унификацию элементов конструкции с целью удешевления, сокращения сроков ее изготовления, доводки машин, а также облегчения эксплуатации и ремонта;
- всемерно расширять применение нормализованных деталей; соблюдать действующие ГОСТы, ОСТы, отраслевые нормали, ограничители применяемости нормализованных элементов;
- экономить дорогостоящие и дефицитные материалы, применяя их полноценные заменители, при неизбежности применения дефицитных материалов сводить их расход к минимуму;
- тщательно изучать опыт эксплуатации машин; оперативно вводить в конструкцию исправления дефектов, обнаруживающихся в эксплуатации; изучение эксплуатации является лучшим средством совершенствования и доводки машин, и эффективным способом повышения квалификации конструктора;

- непрерывно совершенствовать конструкцию машин, находящихся в серийном производстве, поддерживая их на уровне возрастающих требований промышленности;
- обеспечивать конструктивный задел, подготавливая выпуск новых с более высокими показателями на смену устаревающим.

Создавая компоновку агрегата нельзя забывать о технологичности конструкции. Понятие «технологичность конструкции» предусматривает также проектирование, которое при соблюдении всех эксплуатационных качеств обеспечивает минимизацию трудоемкости изготовления, минимальную материалоемкость и себестоимость, а также возможность быстрого серийного выпуска изделия на базе современных высокопроизводительных методов обработки и его сборки.

2.3.ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ.

Технологичность – важнейшая техническая основа, обеспечивающая лучшее использование конструкторско-технологических резервов для наиболее полного решения задач, связанных с повышением технического уровня и технико-экономических показателей изготовления и качеств изделий без нарушения технических требований.

Вопросы технологичности конструкций необходимо решать с момента разработки эскизного проекта и должны продолжаться на всех этапах проектирования, изготовления опытных образцов и серийных изделий.

Задачи, решаемые технологичности конструкций, можно разделить на три основные группы:

- конструктивные;
- технологические;
- эксплуатационные.

Конструктивные

- Выбор принципиальной схемы конструкции, обеспечивающей простоту компоновки изделия;
- простота конструктивных решений узлов, агрегатов и их сборки;
- расчленение изделий на части, обеспечивающих удобства подхода, монтажа и регулировки, а также возможность параллельной независимой сборки (что особенно важно);
- уменьшение количества наименований деталей;
- выбор простейших геометрических форм деталей;
- рациональный выбор материалов;
- назначение заготовок, обеспечивающих наименьший расход материала и затрат на обработку;
- обоснованный выбор баз и системы простановки размеров;
- обоснование назначения чистоты обрабатываемых поверхностей, допусков на сборочные размеры и размеры деталей;
- обеспечение экономически целесообразной взаимозаменяемости деталей, узлов и агрегатов;
- унификация и стандартизация материалов, деталей и их элементов, узлов, агрегатов, приборов и т.д.

Технологические

- сокращение сроков подготовки производства и освоения изделия при заданном объеме выпуска;
- использование современных, наиболее производительных технологических процессов обработки и сборки;

- обеспечение заданной точности изготовления деталей, сборки узлов и всего изделия в целом в соответствии с технологическими требованиями;
- минимальный расход материалов;
- обеспечение высокого качества продукции;
- выбор рациональных методов и средств контроля;
- максимальное использование типовых технологических процессов изготовления и сборки изделия с использованием переналаживаемых оснастки и оборудования.

Эксплуатационные

- Обеспечение надежности и живучести изделия на всем протяжении эксплуатации;
- устойчивость эксплуатационных качеств;
- простота в обслуживании при эксплуатации;
- простота и доступность ремонта;
- минимальное количество запасных частей.

2.3.1. ПОКАЗАТЕЛИ СТЕПЕНИ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ

Трудоемкостью – одним из основных показателей технологичности – характеризуется как сложность обработки и сборки, так и возможность применения высокопроизводительного технологического процесса, а для одинаковых по назначению изделий – простота конструктивных решений.

Общая трудоемкость изготовления складывается из трудоемкости заготовительных операций, механической обработки, термической обработки, работ по покрытиям, сборки узлов в целом, работ по испытаниям.

Анализ показал, что удельный вес (в процентном соотношении) трудоемкость механической обработки по отношению к общей трудоемкости весьма стабилен для одного и того же типа изделий. Это позволило сделать вывод, что для сравнительной оценки достаточно определить только трудоемкость механической обработки.

При оценке нельзя обойти вопрос с технологичности с точки зрения сборки, которая коренным образом влияет на качество изделия и нВ возможность быстрого освоения его в серийном производстве.

Нельзя, однако, рекомендовать оценивать технолгичность сборки по ее трудоемкости. так как для определения последней надо знать количество объем работ по сборке и пригонке деталей, по их совместной отработке по сборке, а также уровень взаимозаменяемости, обеспечиваемой конструкцией. Все это может быть выявлено на основе подробных и полных размерных расчетов и анализов либо в результате практической сборки значительной партии изделий, и не при наличии только чертежей образца.

Кроме того нет достаточно надежных и установившихся норм на сборочные работы, котрые могли бы быть приняты при определении трудоемкости сборки на этапе создания опытного образца.

Исходя из этого, оценки технологичности сборки следует практически производить не ее трудоемкости в количественном выражении, а качественно – по степени выполнения в рассматриваемых конструкциях технологических требований сборки, т.е. простоты конструктивной схемы, обеспечения независимой и параллельной сборки узлов, удобства и доступности сборки, отсутствия или минимального объема механической обработки и пригонки при сборке, наличия надежных сборочных баз, определяющих взаимное расположение собираемых деталей и узлов, наличия в необходимых местах компенсаторов и элементов регулировки и т.д.

Второй основной показатель – материалоемкость, т.е. отношение частого веса отдельных деталей к весу материалов, потребных для изготовления (к весу заготовки). Иногда этот коэффициент называют коэффициентом использования материала:

$$K = \frac{Q_{чист.вес}}{Q_{потреб.загот.}}$$

Для агрегатов, используемых в авиационной промышленности, его значение должно быть больше 0,6. Этот показатель дает возможность судить не только о расходе материалов, но и о том, насколько рационально выбраны заготовки, т.е. какое количество материалов идет в отход в процессе превращения заготовок в готовые детали. Последнее характеризует также потребный объем механической обработки.

Вспомогательные показатели следует определять и учитывать в тех случаях, когда оценка аналогичных сравниваемых конструкций только по основным показателям становится затруднительной или неполной (например, при близких значениях основных показателей или при необходимости дать более развернутую оценку).

Для оценки технологичности конструкций изделий рекомендуются следующие вспомогательные показатели (см. рисунок2.1).

- степень унификации деталей. Это отношение количества деталей в штуках к количеству наименований деталей;
- степень унификации геометрических элементов деталей (посадок, диаметров, резьб и т.п.) и марок материалов;
- применение деталей, для которых заготовки изготавливаются: горячей штамповкой, холодной объемной штамповкой, холодной листовой штамповкой, прогрессивными методами литья (литьем по выплавляемым моделям, центробежным литьем в кокиль и т.п.);
- применение легированной стали (в кг.)

2.3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРУДОЕМКОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Подсчет трудоемкости механической обработки путем подетального нормирования неприемлем на этапе эскизного проектирования, технического проекта и опытного изготовления, т.к. представляет собой очень большую работу и требует составления маршрутных технологических процессов почти на каждую деталь. Детальные чертежи, кстати, на этапах эскизного проекта и технического проекта отсутствуют. Нормирование «на глаз» непосредственно по чертежам, даже опытным исполнителям не дает достаточной точности и объективности. Поэтому на этапах эскизного и технического проекта трудоемкость механической обработки определяется по конструктивным аналогам с учетом коэффициента сложности конструкции.

Более точным является метод определения трудоемкости изготовления изделия исходя из вредней трудоемкости, приходящейся на один обрабатываемый размер детали. Это оказывается справедливым для сходных по конфигурации и характеру обработки типовых деталей, изготавливаемых в равных условиях.

Для этого необходимо создавать альбомы типовых деталей данного типа изделий, трудоемкость которых известна по предшествующему образцу.

Используя закономерность изменения трудоемкости типовых деталей в зависимости от количенсвта размеров требующих обработки, легко определять искомую трудоемкость оцениваемой детали.

При наличии альбома составленного с достаточной полнотой можно подсчитать трудоемкость для любой детали определенного типа изделия.

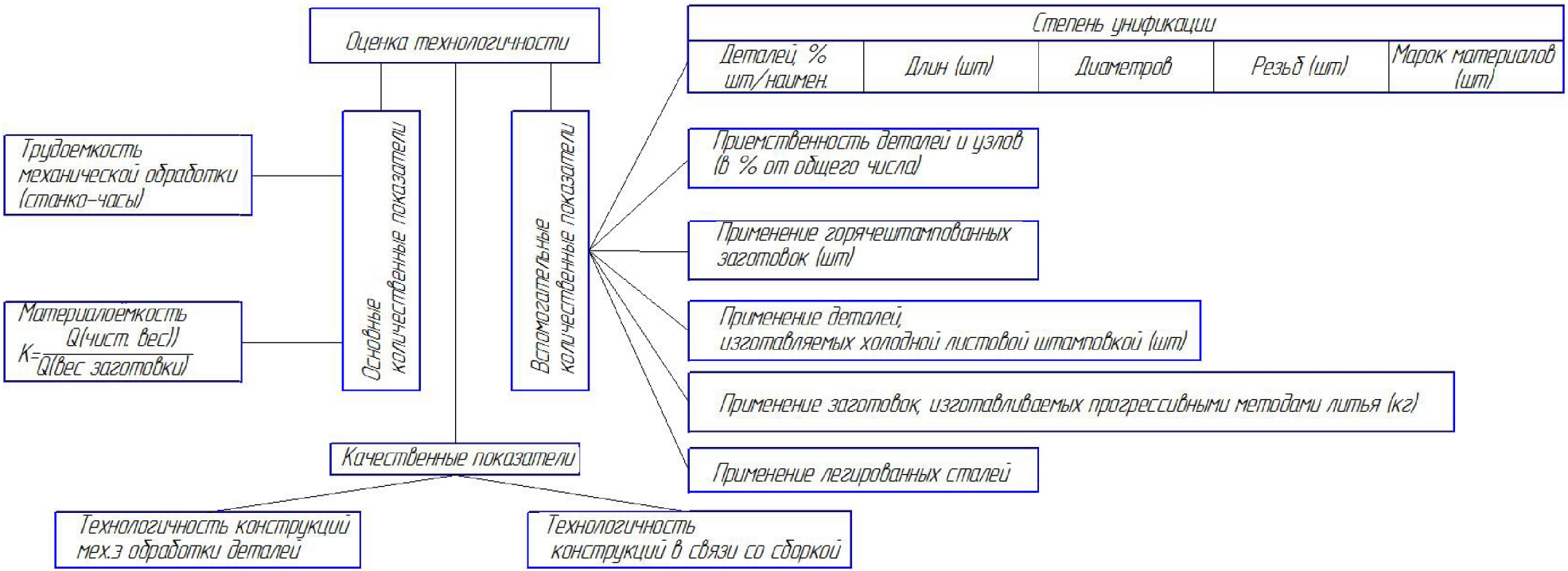


Рисунок 2.1- Общая схема показателей оценки технологичности изделий

3. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ, РЕШАЕМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЛЮБОГО ОБЪЕКТА (ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА, ДВИГАТЕЛЯ, СИСТЕМЫ, АГРЕГАТА И ДР.)

Технический прогресс в современном машиностроении неразрывно связан с постоянным поиском новых конструктивных и технологических решений при модернизации или разработке принципиально новых объектов машиностроения: двигателей, летательных аппаратов, морских и речных кораблей, станочного оборудования, строительной и горнодобывающей техники и других видов машиностроения, и агрегатов, входящих в эти системы.

От специалистов, занимающихся процессом проектирования требуется многосторонние и порой глубокие в различных областях знания, необходимые для решения отдельных задач при проектировании.

Существует несколько принципиально отличных моделей решения поставленных задач при проектировании в зависимости от того, что является объектом проектирования:

- модернизация существующего объекта под новые условия эксплуатации;
- создание принципиально нового с точки зрения конструктивного решения, функционального назначения объекта как опытного образца и его апробация в различных условиях эксплуатации;
- создание и внедрение в серийное производство новой конструкции объекта.

Конструирование объектов, как правило, занимаются специализированные проектно-конструкторские организации или научно-исследовательские институты, проводящие разработки в соответствии с принятыми решениями руководства компании, отросли, постановлениями или заданиями правительства. Разработкой же отдельных конструкторских решений в зависимости от необходимого объема выполненных работ для реализации конкретной задачи могут являться отдельные исполнители-конструкторы, а на отдельных этапах и технологи.

На основании принятых решений о модернизации или разработке новой конструкции объекта выдается технологическое задание на проведение соответствующего объема работ: технического предложения, эскизного проектирования, рабочего проектирования и т.д.

Техническое задание (Т.З.) является основным документом, с которого и начинается процесс реализации поставленной основной задачи. Однако на первом этапе ее решению предшествует рассмотрение целого комплекса дополнительных задач, к которым относятся: тщательное изучение принципиальной схемы основного объекта, его состава, входящих элементов, взаимосвязей между ними, обоснованием выдвинутых требований, а при необходимости доказательств корректировки ТЗ, изучение предшествующего и современного опыта достижений в данной и смежной областях знаний, включая патентные исследования.

Одновременно на первой стадии изучения ТЗ конструктор проводит анализ взаимосвязей объекта с внешним окружением, технические и экономические возможности реализации – определяется объем трудозатрат в денежном выражении и необходимое время для реализации.

На этом же этапе конструктор обращает внимание на конструктивную преемственность, используя при проектировании предшествующий свой опыт, опыт своей организации, других родственных предприятий, включая опыт предприятий смежных отраслей, а также зарубежных компаний, закладывая в процесс создания объекта все полезные и накопленные на данный момент времени знания.

Почти каждый современный объект представляет собой итог работы конструкторов нескольких поколений. Начальную модель постоянно совершенствуют, снабжают новыми узлами, агрегатами, обогащают новыми конструктивными решениями, являющихся плодами творческих усилий и изобретательности последующих поколений конструкторов. Некоторые конструктивные решения с появлением более рациональных решений, новых

технологических приемов, с изменением (повышением) эксплуатационных требований отмирают, а некоторые оказываются исключительно живучими и сохраняются длительное время в таком или почти таком виде, какой им придали создатели.

В качестве примера рассмотрим схему самого простого и, пожалуй, самого распространенного конструктивного решения перекрывающего поток рабочей среды – обратного клапана. В зависимости от изменения условий эксплуатации: рабочей среды, давления, требований по гидравлическому сопротивлению и герметичности перекрытия проходного сечения, температуры окружающей и рабочей среды, динамической нагруженности менялась задача на проектирование и соответственно менялись и конструктивные решения как самих конструкций обратных клапанов(рис.3.1), так, например, и одного из конструктивных элементов – затвора (клапана-седла) в исполнении металл по металлу (рисунок 3.2).

С течением времени повышаются технико-экономические показатели, вырастает производительность, увеличивается степень автоматизации, ресурс и долговечность.

Изучая историю развития любой отрасли машиностроения, можно обнаружить огромное многообразие перепробованных схем и конструктивных решений, интересных для проектируемого Вами объекта.

Многие из них, исчезнувшие и основательно забытые, возрождаются через десятки лет на новой технологической основе и снова получают путевки в жизнь. Изучение истории позволяет избежать ошибки, повторения пройденных этапов при проектировании объекта и вместе с тем наметив перспективы развития.

Особенно важно изучение исходных материалов при разработке новой конструкции объекта. Главная задача заключается в правильном выборе параметров проектируемого объекта. Частные конструктивные ошибки исправимы в процессе изготовления и доводки до требований ТЗ. Ошибки же в параметрах не поддаются исправлению и нередко ведут к провалу конструкции. На этом этапе не следует щадить ни времени, ни сил на изыскания. Здесь более, чем где-либо, действует правило: «Семь раз отмерь, один раз отрежь».

Выбору параметров должно предшествовать полное исследование всех факторов, определяющих жизнеспособность, и на основе проведенного сравнительного анализа их достоинств и недостатков выбрать правильный прототип конструкции, выявить тенденции развития и потребности проектируемого объекта в различных отраслях машиностроения у себя и за рубежом.

Для решения этих задач важным условием является наличие фонда справочного конструктивного материала, включая архив собственной продукции, альбомы конструкций смежных организаций.

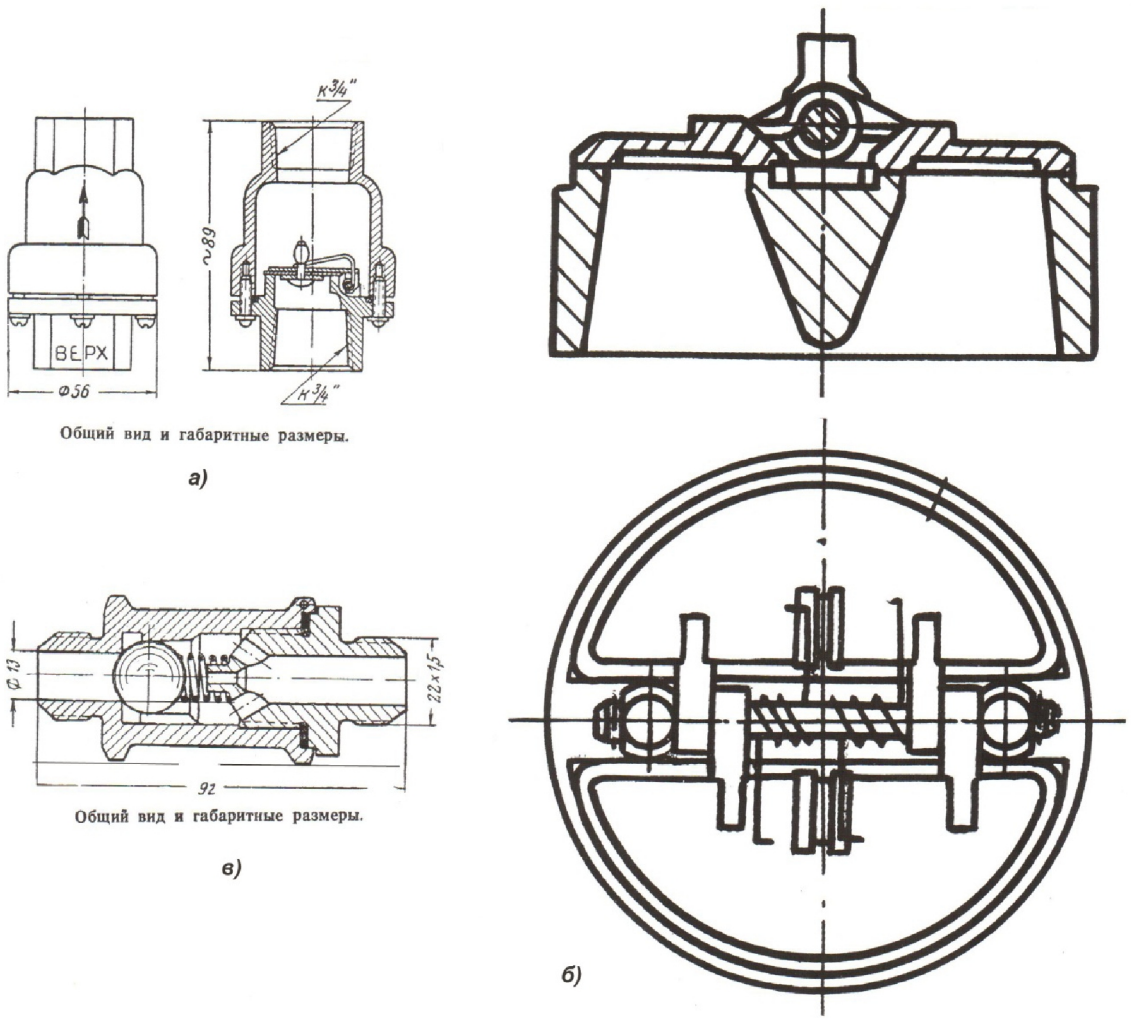


Рисунок 3.1 – Конструктивные схемы обратных клапанов
с уплотнением «металл-неметалл»
а – с поворотной заслонкой; б – лепесткового типа; в – с шариком в виде одного из уплотнительных элементов

Конструктор должен быть в курсе всех поисковых и перспективных работ, проводимых научно-исследовательскими и проектными организациями в данной отрасли. Для решения задачи проектирования объекта, он должен обладать знаниями по технической оснащенности и возможности изготовления создаваемого объекта. Конструктор должен знать на какой производственной базе возможно изготовление объекта, он должен знать о наличии механического и испытательного оборудования для деталей-заготовок проектируемого объекта, средств измерения, располагать информацией по стандартам, унифицированным деталям и конструктивным элементам, технологическим операциям на производственной базе (термообработке, химико-термической, гальванической и т.д.), знать о возможности применения различных способов диагностирования состояния объекта, в том числе и предполагаемых критических дефектов, возникающих в процессе эксплуатации, исходя из решения задачи постоянного увеличения ресурса работы объекта и повышения его надежности.

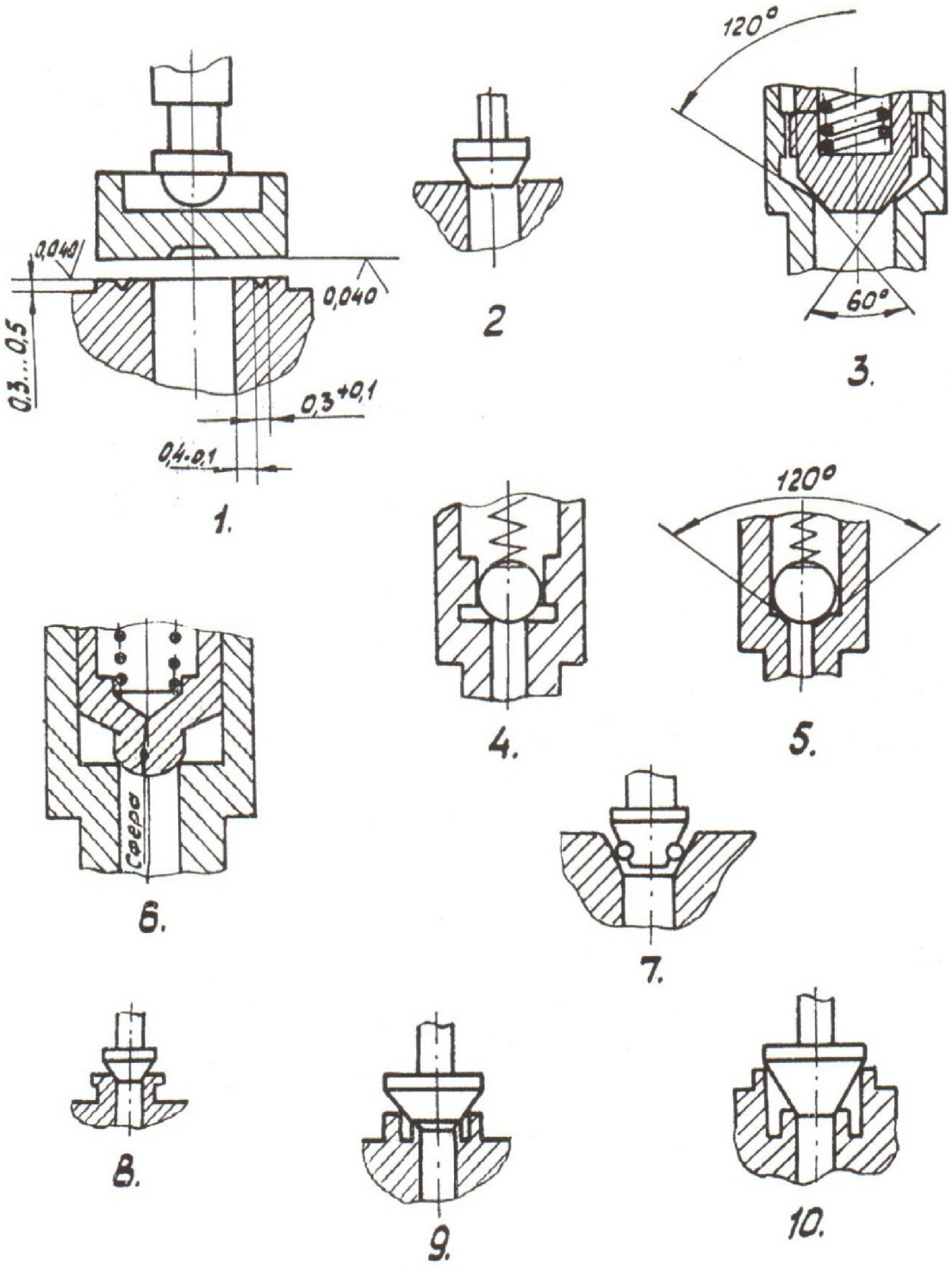


Рисунок 3.2 – Конструктивные схемы исполнения затвора:
1 – плоскость по плоскости; 2 – конус – острая кромка; 3 – конус по конусу; 4 – сфера – острая кромка; 5 – сфера – конус; 6 - сфера – острая кромка;
7 – конус – металлическое кольцо; 8 – конус по конусу;
9, 10 – конус – упругая кромка (элемент пониженной жесткости)

Все вышеперечисленное в общем можно представить в виде схемы, изображенной на рисунке 3.3.

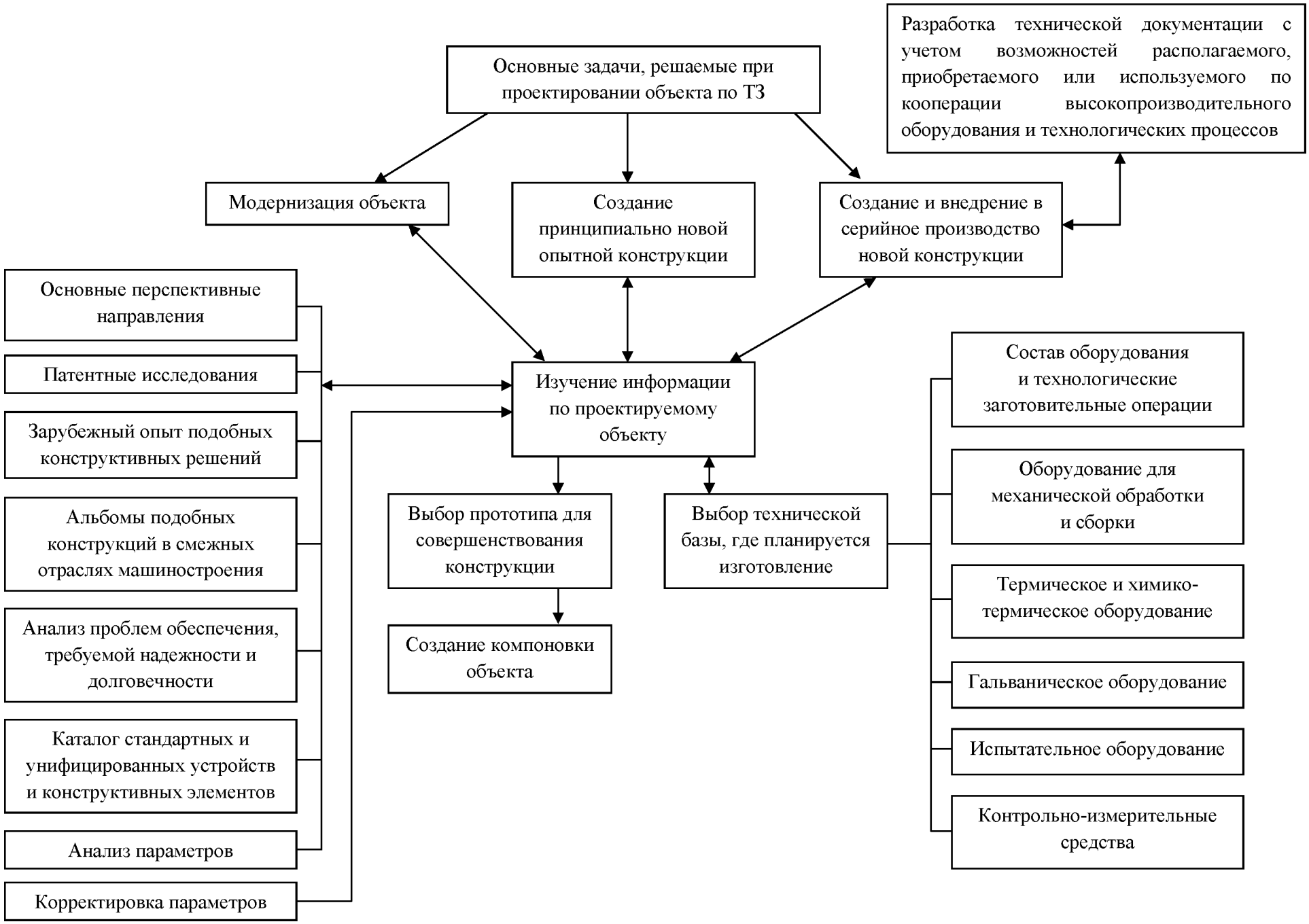
Использование накопленного опыта позволяет решать частные задачи, возникающие при проектировании. Иногда конструктор бьется над созданием какого-либо специализированного объекта или узла «нового» по конструкции, тогда как подобные узлы давно разработаны в других отраслях машиностроения и апробированы длительной эксплуатацией.

Конструктивная преемственность не означает ограничения творческой инициативы. Проектирование каждого объекта представляет огромное поле деятельности для конструктора. Только не следует изобретать уже изобретенное и не забывать правило, сформулированное еще в начале XX века Гюлднером: «Меньше изобретать, больше конструировать».

При решении задачи проектирования всегда накладываются определенные ограничения, которые можно разделить на две группы: ограничения, относящиеся к конструируемому объекту (устройству в дальнейшем); ограничения относящиеся к процессу конструирования. Эти ограничения не нашли своего отражения в схеме, изображенной на рисунке 3.3. Однако с ними необходимо считаться.

Ограничения первой группы:

1. Устройство критично к габаритам и весу.
2. Устройство представляет собой обособленную конструкцию, предназначенную для выполнения определенных функций. Однако оно не является комплексной систетой, состоящей из отдельных пространственно разделенных частей в качестве опытного образца.
3. Устройство разрабатывается в качестве опытного образца.
4. Устройство является достаточно сложным для возможности иллюстрации общего случая конструирования. Вместе с тем, степень сложности устройства такова, что один конструктор без помощи других в состоянии довести работу до окончания этапа вычерчивания подробного сборочного вида или, во всяком случае, до окончания этапа компоновки.
5. Устройство не является проблемным с технологической точки зрения. Иными словами, принципиальная схема устройства предусматривает возможность изготовления всех деталей будущей конструкций без серьезных затруднений.


Основные задачи, решаемые при проектировании объекта по ТЗ
Разработка технической документации с учетом возможностей располагаемого, приобретаемого или используемого по кооперации высокопроизводительного оборудования и технологических процессов
Модернизация объекта
Создание принципиально новой опытной конструкции
Создание и внедрение в серийное производство новой конструкции
Основные перспективные направления
Патентные исследования
Зарубежный опыт подобных конструктивных решений
Альбомы подобных конструкций в смежных отраслях машиностроения
Анализ проблем обеспечения, требуемой надежности и долговечности
Каталог стандартных и унифицированных устройств и конструктивных элементов
Анализ параметров
Корректировка параметров
Изучение информации по проектируемому объекту
Выбор прототипа для совершенствования конструкции
Создание компоновки объекта
Выбор технической базы, где планируется изготовление
Состав оборудования и технологические заготовительные операции
Оборудование для механической обработки и сборки
Термическое и химико-термическое оборудование
Гальваническое оборудование
Испытательное оборудование
Контрольно-измерительные средства

Ограничения второй группы могут быть конкретизированы следующим образом:

1. Не рассматривается процесс разработки принципиальной схемы устройства. Предполагается, что конструктор получает схему готовой в техническом задании, но в ходе работы может в какой-то степени видоизменять и уточнять ее. Кинематика устройства разрабатывается самим конструктором, но в рамках принципиальной схемы.

2. Этапы деталировки, проверки, оформления рабочих чертежей не рассматриваются. Процесс конструирования в рамках принятой схемы заканчивается вычерчиванием подробного сборочного вида, пригодного для деталировки.

3. Вопросы отработки чертежей для серийного производства не рассматриваются. Такая отработка в большинстве случаев проводится после испытаний опытных образцов.

Определившись с комплексом задач для проектирования объекта, собрав соответствующую информацию и определившись с выбором прототипа конструктор может приступить к изучению принципиальной схемы.

Изучение принципиальной схемы устройства

Степень приближения принципиальной схемы к реальной конструкции может быть самой различной.

В некоторых случаях правильнее говорить не о принципиальной, а конструктивной схеме, частично уже предопределяющей набор конструктивного варианта устройства.

Предварительный анализ принципиальной схемы – это первое звено в цепи «обратных воздействий» на исходные данные задания. Принципиальная схема анализируется, оценивается и конструируется конструктором прежде всего с точки зрения возможностей ее конструктивной реализации.

Принципиальную схему сложного устройства чаще всего можно подразделить на несколько составных частей, каждая из которых выполняет свои собственные функции.

Далее при изучении предложенной принципиальной схемы, конструктор, насколько это в его возможностях, должен ее проанализировать с точки зрения надежности. Подход конструктора к вопросу о надежности принципиальной схемы отличается от подхода ее разработчика более четким пониманием особенностей схемы в возможной ее конструктивной реализации.

Оценка надежности принципиальной схемы может производиться конструктором по целому ряду факторов, как, например, оценка возможностей использования тех или иных готовых элементов и стандартизированных деталей, по критериям цены реализации отдельных ее элементов, технологичности и др.

В наиболее общем случае перечень исходных технических требований задании. Прежде всего в нем приводятся «входные» и «выходные» характеристики устройства и основные параметры принципиальной схемы. Затем дается описание наиболее характерных внешних воздействий на устройство, которые могут иметь место при его эксплуатации, а также вызванные этими воздействиями допустимые отклонения от нормальных режимов работы. Если само устройство является источником вредных воздействий на окружающую среду или человека, то приводятся допустимые величины таких воздействий. Наконец, перечисляются меры, обеспечивающие потребителя.

Но широта охвата требований задания еще не делает их полноценными исходными материалами для конструирования. Для этого они должны содержать все необходимое, не включая в себя ничего избыточного. Такими их может и должен сделать сам конструктор. Требования техничесмкого задания базируются обыно на рассмотрении тех взаимосвязей устройства с окружением, которые наиболее просто поддаются анализу, формулировке на техническом языке, количественному выражению. Ряд важных для конструктора взаимосвязей устройства с внешним окружением может вообще никак не отражаться в задании.

В конечном счете только сам конструктор должен решить, какие именно взаимосвязи требуется раскрыть и описать не только качественно, но и количественно. Вот почему, взять из задания все необходимое и отбросив все лишнее, конструктор должен заняться сбором

дополнительной информации, а затем анализом взаимных воздействий устройств и его разнообразного внешнего окружения. Для такого анализа особенно ценен личный опыт конструктора, как эксплуатационника.

Анализ взаимодействий устройства с внешним окружением

Под внешним окружением понимается вся та материальная среда, которая находясь вне устройства, оказывает на него какие-либо воздействия или испытывает их со стороны. И это, прежде всего, воздействия, которые необходимы для его функционирования, т.е. для формирования таких выходных воздействий (параметров), ради которых и создается объект (устройство). Все остальные взаимосвязи устройства с внешним окружением в большинстве случаев необязательны и нежелательны. Однако, не исключена возможность некоторых затруднений: в частности, не всегда бывает видным, какие воздействия принять за входные, а какие за выходные.

Очевидно, что широта охвата картины взаимодействий устройства с внешним окружением, так же как и глубина анализа связей, зависит и от располагаемой информации и от потраченного на работу времени.

Время, которое конструктор может затратить на выполнение рассматриваемого этапа работы, всегда ограничено, также обычно ограничены и возможности получения информации. Это означает, что часть существенных для конструирования взаимосвязей может остаться необнаруженной или недостаточно раскрытой.

Если считать, что раскрытие взаимосвязей устройства с окружением является необходимым условием для решения задач собственного конструирования, то становится ясным их отличие (в отношении начальных условий) от строго поставленных задач математического характера. Насколько четко заданы условия в последних (известно, что дано), настолько во многих случаях неопределенны исходные условия задач конструирования. Конструктор сам должен определить «что дано» не только представив заранее картину функционирования еще не созданного устройства, но и описать ее техническим языком с достаточной для данной конкретной задачи полнотой.

На что может повлиять недостаточная полнота раскрытия взаимосвязей? Прежде всего на надежность будущего устройства. Надежность прямым образом зависит от полноты учета взаимосвязей с окружением. Упустить из виду какое-либо воздействие на устройство, существенное с точки зрения его безотказности или долговечности, не принять конструктивных мер по защите устройства, значит понизить его надежность.

Как известно, требования к надежности многих классов устройств в частности к бортовым устройствам летательных аппаратов, непрерывно повышаются. Это вызывается усложнением задач, стоящих перед бортовой аппаратурой. Причины, вызывающие возможность отказа устройства, далеко не всегда обнаруживаются при испытаниях готовых образцов на надежность. Особенно это относится к испытаниям аппаратуры, к которой предъявляют требования весьма высокой надежности (речь идет об испытаниях именно на надежность). проведение таких испытаний часто требует решения ряда сложнейших проблем: здесь и очевидная возможность точного воспроизведения условий эксплуатации и необходимость в многократности испытаний, и связанные с этим затраты.

По указанным причинам, а также потому, что обнаруженные при испытаниях дефекты не всегда легко исправить, проблема обеспечения надежности в процессе разработки, в частности при конструировании для многих классов устройств, является далеко не маловажной. Это до крайности усложняет работу конструктора на рассматриваемом этапе.

Ведь в дальнейшем конструктор не может уделить время для повторного подробного рассмотрения взаимосвязей; все результаты проведенного анализа могут оказаться заложенными в конструкцию без последующей проверки. не упустить из виду ни одного существенного воздействия – главное в рассмотрении взаимосвязей окружения с устройством, если к последнему предъявляются высокие требования по надежности.

Так, например, только воздействия окружающей воздушной среды на устройство испытательного аппарата можно разделить следующим образом:

а) по родам воздействий (температура, давление, влажность, аэродинамические и электромагнитные воздействия, солнечная радиация и т.д.);

б) по времени года и географическим широтам (с точки зрения условий наземной эксплуатации);

в) по высотам и режимам полета.

Конструктор вынужден учитывать воздействия воздушной среды на аэроклимат тропиков и Заполярье (мороз, жара, влажность), при полете на максимальных высотах (разряжение) и с максимальными скоростями (аэродинамические воздействия), при транспортировке и длительной консервации. При таком многообразии воздействий воздушной среды на устройство даже обнаружение наиболее опасных из них является весьма трудной задачей. Но для обеспечения высокой надежности устройства выявление только наиболее опасных воздействий может оказаться недостаточным.

Для бортовых устройств космических аппаратов воздействие окружающей среды в силу ряда причин неизмеримо сложнее.

Обращаясь к группе взаимосвязей устройства с летательным аппаратом, на котором оно устанавливается, сталкиваемся с не меньшими затруднениями. Прежде всего это относится к вибрационным нагрузкам – наиболее типичным и важным воздействиям летательного аппарата на устройство. Вибрационные нагрузки могут быть чрезвычайно разнообразными по частично амплитудному спектру, продолжительности, направленности.

Однако на практике конструктор далеко не всегда располагает информацией и не только в отношении вибрационных нагрузок.

Неполнота информации в отношении тех или иных взаимосвязей всегда имеет место, что углубляет противоречие между требованиями высокой надежности к устройству и возможностям выявления взаимосвязей.

Можно сделать следующие выводы относительно особенностей рассмотрения взаимосвязей применительно к устройствам с высокими требованиями по надежности.

Планомерность обзора. Чтобы не упустить ничего существенного при анализе взаимосвязей устройства с внешним окружением, конструктор должен вести просмотр взаимосвязей с возможно большей планомерностью. Это не значит, что он может рассматривать отдельные группы связей (и отдельные воздействия внутри групп) только поочередно и полностью не зависимо друг от друга.

Реально существующие воздействия могут совпадать по времени и зависеть друг от друга. Только их комплексное рассмотрение способствует выявлению наиболее неблагоприятных комбинаций.

Разнообразие методов выявления взаимосвязей. Многоплановость и разнообразие эксплуатационной картины требуют от конструктора столь же разнообразного подхода к анализу взаимосвязей. Прежде всего конструктор должен зримо представить себе поведение будущего устройства не только в знакомом, но ив непривычном конструктору окружении. Вместе с тем, анализ взаимосвязей должен вестись направленно. Конструктор должен уметь отбросить излишние подробности, не нужные связи, сконцентрировать свое внимание на существенных. Наконец, раскрытие и последняя формализация взаимосвязей не могут быть успешные без применения математического аппарата. Такая работа в той ил иной степени должна быть по силам конструктору.

Организация работ. Для обеспечения качественного выполнения технического задания, конструктор должен располагать всей необходимой на рассматриваемом этапе информацией по разрабатываемому устройству и системе в целом, и иметь постоянную связь с производством, проектировщиками, эксплуатационниками и конструкторами над смежными устройствами.

Изучение технологических и экономических возможностей заключается в изучении технологических и экономических возможностей выполнения задания, а такэе реализации тех дополнительных требований, накопление и формирование которых происходит уже на данном этапе проектирования. Этим заканчивается первый этап решения задачи проектирования.

Разработка технических требований к конструируемому устройству (второй этап).

По мере раскрытия и изучения взаимосвязей вся информация, необходимая конструктору для последующей работы, должна фиксироваться. Этот материал служит для отработки дополнительных технических требований, дополняющих перечень исходных технических требований задания.

В перечне требований обычно даются уже не сами связи, а технические характеристики устройства и параметры, отражающие условия его эксплуатации.

Можно сделать следующие замечания относительно существа требований и формы их изложения:

1. Каждое из требований должно допускать логическую возможность рассматривать его в значительной степени независимо от других требований.

2. Перечень требований не должен быть чрезмерно большим. Каждое требование должно быть изложено предельно лаконично. В противном случае перечень станет неудобным для практического использования.

3. Каждое требование должно быть сформулировано так, чтобы не возникало необходимости двоякого толкования.

Для того, чтобы пункт стал очевидным, обратимся непосредственно к тем понятиям, при помощи которых формулируются требования. В соответствии с природой этих понятий можно разделить требования независимо от их содержания на четыре группы.

Первая группа. Требования, содержащие ограничения геометрического характера. Требования, содержащие ограничения конструктивного характера, т.е. ставящие необходимым условием реализацию определенного конструктивного варианта той или иной части будущего устройства (например, габаритные размеры).

Вторая группа. Требования. Выраженные при помощи технических или физических понятий, записанных в виде числе с размерностями. Пример формулировки: $M_{вр}=10^{+2}$ кгсм или U=27 В, I=2 А.

Третья группа. Требования, выраженные словесно, не включающие в себя ни понятий, определенных количественно, ни геометрических ограничений в конструкции. Пример формулировки: «Устройство должно быть быстросъемным».

Четвертая группа. Требования, сформулированные при помощи сложных понятий или математических зависимостей.

Далее следует изучение возможности реализации технических требования. В плане выяснения возможностей реализации заданных и уточненных требований конструктора в первую очередь интересуют:

1. Запланированные размеры партии изделий (в нашем случае речь может идти об опытной партии).

2. Характер, возможности и перспективы развития производственной базы.

3. Номенклатура имеющихся на складе материалов.

4. наличие готовых изделий, предусмотренных принципиальной схемой устройства в качестве составных частей.

5. Экономические возможности изготовителя.

После того, как такая информация получена и переработана (часть ее может содержаться и в задании на конструирование), конструктор должен уже думать о возможной технологии изготовления будущего устройства. До начала компоновки, не зная еще, из каких узлов и деталей будет состоять устройство, конструктор делает выбор между сваркой, литьем, штамповкой, фрезеровкой и т.п., имея в виду общее технологическое направление конструирования. Еще не зная кинематики устройства, конструктор уже решает вопрос о

том, каким способом будет достигнута необходимая точность отработки, скажем, поворотов выходного звена.

При этом он делает очень существенный, с точки зрения как технологичности, так и экономичности конструкции выбор между жесткими и свободными допусками звеньев кинематической цепи, решаясь в последнем случае на введение в кинематическую цепь специальных упругих звеньев для выбора люфтов.

При решении этих вопросов почти неизбежно как прямую, так и косвенную роль играют соображения экономического характера. Например, выбор того или иного материала производится не только с учетом его стоимости, но и с учетом стоимости обработки, стоимости обслуживания устройства при эксплуатации и др. Очевидна тесная связь стоимости вопросов с надежностью. Здесь большое значение имеют опыт конструирования и знание производства.

Итак, к концу рассматриваемого этапа конструктору известны:

1. Принципиальная схема устройства.
2. Дополненные и систематизированные технические требования к устройству.
3. Общее техническое направление конструирования.

Теперь можно приступать и к созданию компоновки.

Творческий процесс конструирования не может развертываться по заранее заготовленной логической канве без каких-либо отклонений. Варианты компоновки устройства возникают, разуется, задолго до завершения подготовительных стадий. Чем проще, оригинальнее, изящнее кажется внезапно возникший вариант компоновки, тем сильнее соблазн его и материализовать в металле, не тратя усилий и времени на поиски других возможностей. Варианты компоновки, возникающие до завершения подготовительных стадий процесса конструирования, не могут учитывать всей совокупности обстоятельств, раскрывающихся позднее. Как правило, такие варианты основываются на какой-либо отдельной яркой идее конструктивного или технологического характера.

Опытный конструктор отдает себе отчет в том, что длительная работа по созданию компоновки сложного устройства по существу только-только начинается. Знает от и то, что в дальнейшем возникает не мало других не менее заманчивых вариантов, так же как и соображений, препятствующих осуществлению. Поэтому он благоразумно откладывает на будущее не только реализацию, но и даже всестороннюю оценку первых компоновочных решений с тем, чтобы вернуться к ним вновь на достаточно высоком уровне подготовки.
Разработка вариантов – дело не индивидуальной привычки или наклонностей конструктора, а закономерный метод проектирования, позволяющий оттыкать наиболее рациональное решение.

4.ЧУВСТВИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В КОНСТРУКЦИЯХ АГРЕГАТОВ.

4.1.ПРУЖИНЫ.

К числу наиболее распространенных элементов чувствительных элементов, пожалуй, следует отнести пружины, которые обычно реагируют на усилие от давления рабочей среды, передаваемое на нее через конструктивные элементы агрегата(клапана, поршень и т.п.),рис.4.1.
Вообще пружина – упругий элемент, предназначенный для накапливания и поглощения механической энергии. Пружина может быть изготовлена из любого материала, имеющего достаточно высокие прочностные и упругие свойства. Наиболее распространенными материалами из которых изготавливаются пружины, являются: легированные стали 65Г, 60С2А, 65С2ВА(эти материалы используют с обязательным нанесением коррозионностойких покрытий типа кадмия или цинка). Для пружины в авиационных агрегатах чаще используют нержавеющую сталь(12Х18НLОТ с t=300°С; при более высоких

19Х18Н23Т3Р), бериллиевую бронзу(БеБ2), кремнемагнинцевую бронзу(Бе12Мц3-1), оловянноцинковую бронзу(БеОЦ-4-3-в морской воде).

По виду воспринимаемой нагрузки различают пружины:

- пружины сжатия (рисунок 4.2) – наиболее распространенные;
- пружины растяжения (рисунок 4.3);
- пружины кручения;
- пружины изгиба.

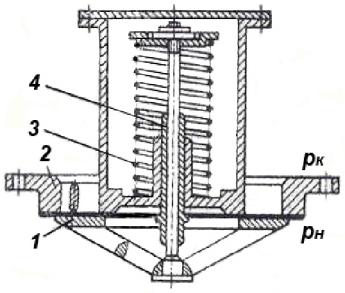


Рисунок 4.1 - Предохранительный клапан: 1 – тарелка; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – направляющая втулка

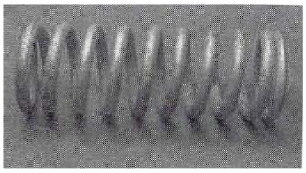


Рисунок 4.2 - Витая цилиндрическая пружина сжатия

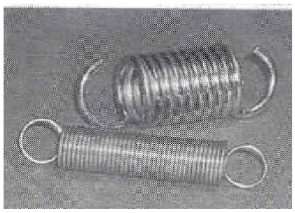


Рисунок 4.3 - Витая цилиндрическая пружина растяжения

Пружины сжатия – рассчитаны на изменение длины под нагрузкой. Витки таких пружин без нагрузки(в свободном состоянии) не касаются друг друга. Концевые витки поджимают к соседним и торцы пружины шлифуют обычно на $\frac{2}{3}$ наружного диаметра пружины, начиная с диаметра изготавливаемой проволоки >1мм. Длинные пружины необходимо проверять на возможность касания в процессе работы (сжатия). Контроль обычно осуществляется по гильзе или стержню путем обжатия в специально приспособленных до соприкосновения витков, при этом не допускается наличие касания, образования надиров, потертостей. Центрирование пружин в агрегатах осуществляют по наружному или внутреннему диаметрам пружины.

Пружины сжатия используемые в качестве чувствительных элементов должны иметь линейную характеристику в рабочей зоне, то есть иметь линейную зависимость усилия сжатия пружины от ее соответствующей деформации (Рисунок 4.4).

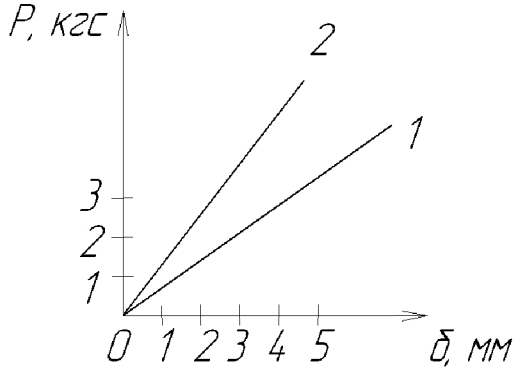


Рисунок 4.4 - Зависимости усилия от деформации пружины
1 – пружина пониженной жесткости
2 – пружина повышенной жесткости

Одним из основных параметров пружины является ее жесткость. Это – усилие потребное для сжатия пружины на 1мм ее деформации. Жесткость пружины в принципе характеризует наклон ее характеристики.

Для пружин, которые должны поддерживать требуемые параметры работы изделия – обязательна паспортизация пружины, при этом конструктор в чертеже на пружине указывает величину допуска на возможные отклонения характеристики пружины от расчетных величин. Контроль характеристики пружины осуществляется минимум по трем замеряемым точкам, которые должны находиться на прямой характеристики пружины. Замеры производятся на специальных паспортизованных метрологической службой машин сжатия.

Пружины из материала 12Х18Н1ОТ подвергаются электрополированию методом осветления(10-20 сек.). Допускается также незначительная подгонка характеристики пружины методом электрополировки (по времени не более 30-50 сек.) без разъедания.

Все пружины в процессе изготовления обязательно проходят процесс заневоливания, то есть проверку в специальных приспособлениях, обжатых до соприкосновения витков в течение не менее 2-х часов при температуре рабочей среды эксплуатируемого агрегата для проверки ее прочности. Температуру рабочей среды конструкции обязательно указать в чертеже на пружине.

Выбор пружины при проектировании для работы в конкретном агрегате конструктор может проводить по каталогам располагаемых пружин для своих параметров агрегата(место под пружину, температура эксплуатации и т.д.), либо методом расчета для определения геометрических параметров пружины, подбора материала.

В первом случае конструктор должен методом расчета убедиться, что допустимые пружины кручения не должны превышать допустимые для материала пружины. В частности для стали 12Х18HLOT $\tau_{кр} \leq 85$ кг/мм^2 для 65С2ВА $\tau_{кр} \leq 90$ кг/мм^2.

Во втором случае можно рекомендовать использовать разработанную и хорошо зарекомендовавшую себя на ряде предприятий авиационной промышленности методику расчета пружины сжатия. Рассчитанные на данной методике пружины, что особенно успешны, не меняют параметры своей характеристики на протяжении всего многолетнего срока эксплуатации агрегата (технического ресурса).

Исходными данными для расчета являются:

- длина предварительно сжатой пружины, мм $|H_1|$
- усилие предварительно сжатой пружины при температуре, кТс $|P_1|$
- максимальный рабочий ход пружины, мм $|S_p|$
- рабочая температура(высокая), ˚С $|T_{раб}|$
- температура заневоливания, ˚С $|T_3^*|$
- температурный коэффициент при $T_{раб}$ $|кT_1|$

Величины H_1, P_1, S_p – берутся из расчета размерных цепей, а $T_{раб}$ – из технического задания, T_3 – при работе агрегата в диапазоне температуры рабочей среды от 100 до 250˚С принимают $T_3 = T_{раб} + 50$˚С.

Для проведения расчета также необходимо знать:

–Наружный диаметр пружины, мм |Д|, который берется из конструкции агрегата, где устанавливается пружина;

–Диаметр проволоки, мм |d|, берется из ГОСТа на сортамент материала проволоки, из которой будет изготавливаться пружина;

–Модуль упругости материала при кручении |G|, кгс/мм^2;

–Допускаемое напряжение кручения при $T_{раб}$, кгс/мм^2 $|\tau|$;

–Допускаемые напряжения кручения при T_3, кгс/мм^2 $|\tau|_{зан}$

Величины |G|, $|\tau|$, $|\tau|_{зан}$ – берутся из справочника для материала пружины

–Резерв обжатия, мм $|\delta|$.

$|\delta|$ - резерв обжатия пружины, обеспечивающий линейность характеристики, т.к. исключает касание витков при работе. Его принимают равным 2-6 мм.

Расчет заключается в подборе геометрических параметров пружины, обеспечивающих требуемые характеристики, и приводится в следующей последовательности; определяются:

1. Количество рабочих витков пружины:

$$n = \frac{H_1 - (S_p + \delta) - 1{,}5 \cdot d}{d + \varepsilon}$$, где

ε – зазор между витками при максимальном обжатии, который принимается равным 0,1 мм для диаметра проволоки d ≤ 5 мм и 0,2 для d > 5 мм

n – принимается равным: 1,5; 2,5; 3,5; 4,5; 5; 6; 7; 8; 9 и т.д.

2. Относительный диаметр пружины:

$$b = \frac{D}{d}$$

3. Жесткость пружины при нормальной температуре

$z = \frac{G \cdot d}{8 \cdot n(b-1)^3}$ (кгс/мм^2), при высокой и криогенной температурах работы агрегата, вводится коэффициент K_T , учитывающий измененные G от температуры, т.е. тогда

$$z_T = K_T \cdot z$$

4. Предварительное сжатие пружины при нормальной температуре:

$$F_1 = \frac{P_1}{z}$$ (мм), при других $F_1 = \frac{P_1}{z_T}$

5. Максимальное сжатие пружины:

$$F_3 = F_1 + S_p + \delta$$ (мм)

6. Коэффициент кривизны витка

$$K = \frac{b - 1{,}25}{b - 2} + \frac{0{,}615}{b - 1}$$

Величина K берется из графика, рис. 4.5

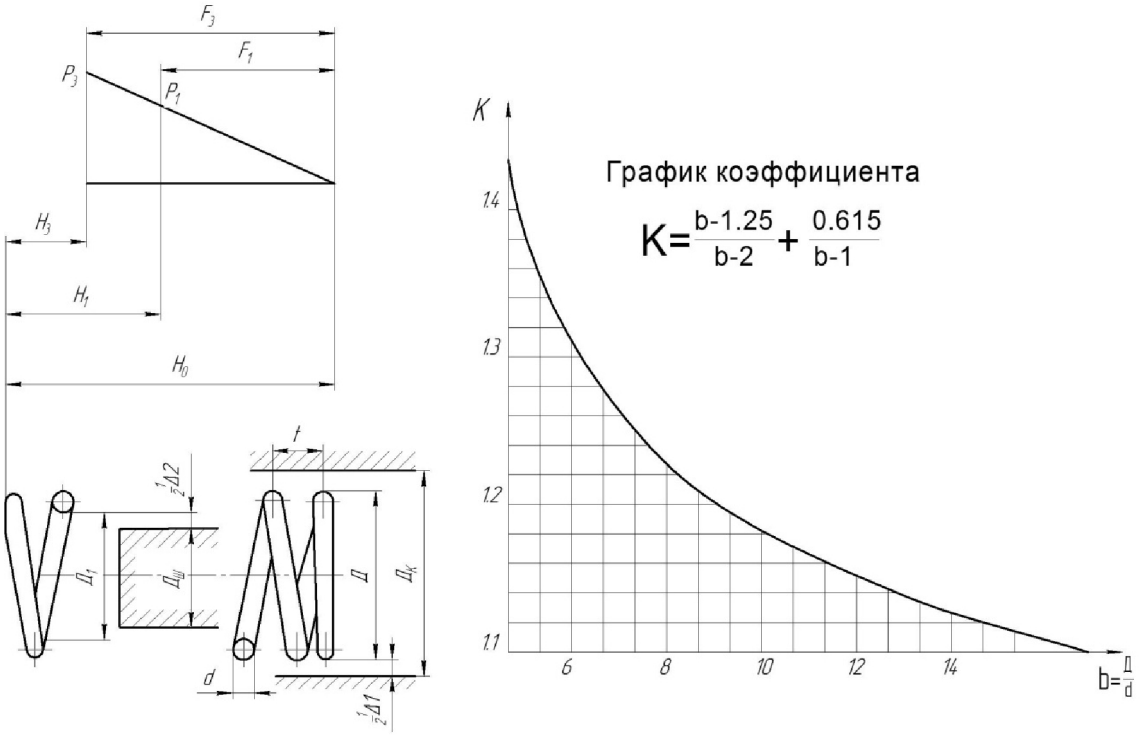


Рисунок 4.5 - График коэффициента K

7. Напряжение кручения при максимальном сжатии при заневоливании:

$$\tau_3 = \frac{2{,}55 \cdot K \cdot K_{T_1} \cdot (b-1) \cdot z \cdot F_3}{d^2} \text{ , < } |\tau| \text{ кгс/мм}^2$$

Если τ_3 окажется больше $|\tau|$ необходимо увеличить d или n.

8. Усилие пружины при максимальном при нормальной температуре:

$P_3 = z \cdot F_3$ (кГс) , при других температурах $P_{3T} = z_T \cdot F_3$

9. Длина пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_1 + F_1 \text{ (мм)}$$

При отсутствии в изделии направляющих для пружины H_0 должно быть не более 4,5D.

10. Шаг витков пружины:

$$t = \frac{H_0 - 1{,}5d}{n} \text{ (мм)}$$

11. Длина пружины, обжатой до соприкосновения витков (при этой длине происходит заневоливание пружины)

$$H_3 = n \cdot (d + \varepsilon) + 1{,}75d + \Delta S \text{ (мм)}$$

12. Минимально допустимое место под пружину после совершение рабочего хода:

$$H_{\min} = n \cdot (d + \varepsilon) + 1{,}75d + \Delta S \text{ (мм), где}$$

$\Delta S = 0{,}2S_p$ – запас хода пружины при $S_p \leq 25$ мм и $\Delta S = 5$ мм при $S_p > 25$ мм

13. Полное количество витков пружины

$$n_1 = n + 2$$

По результатам расчета оформляется рабочий чертеж на проектируемую пружину для ее изготовления. Используя для получения пружины большой жесткости при малых габаритах ее изготавливают не путем навивки из проволоки, а методом точения из прутка с квадратным сечением витков пружины.

Менее распространены в практике пружины растяжения, которые рассчитаны на увеличение длины под нагрузкой. В перезагруженном состоянии обычно сомкнувшиеся витки. На концах для закрепления пружины на конструкции имеются крючки для кольца (рисунок 3)

В манометрах также применяют пружины Бурдона. Это – трубчатые пружины для измерения давления и играют роль чувствительного элемента.

Нужно иметь в виду, что витки пружин растяжения-сжатия под действием постоянной по величине силы испытывают напряжение двух видов: изгиба и кручения.

Из пружины кручения распространены – торсионные пружины. Торсионна пружина – стержень, работающей на кручение (имеет большую длину, чем витая пружина).

В конструкциях анрегатов, также используют плоские пружины, чаще всего в качестве компенсаторов длинновных размеров, гасителей при знакопеременных нагрузках, и тарельчатые пружины, которые применяют в качестве пружин сжатия, обеспечивающие получение значительных усилений при небольших деформациях (рисунок 4.6).

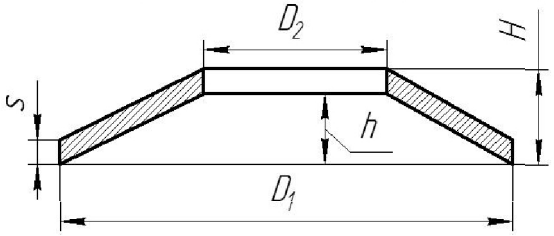


Рисунок 4.6 - Тарельчатые пружины

По ГОСТ 3057-90 предусмотрено три типа конструктивного исполнения тарельчатых пружин. Они работоспособны в широком диапазоне рабочих температур от -196°С до +250°С в зависимости от материала пружины.

При необходимости получения регламентируемых усилий от нескольких десятков сотен килограмм до нескольких тонн в конструкции агрегата применяют пакет тарельчатых

пружин, как это показано на рисунке 4.7. Пакет тарельчатых пружин в данном случае обеспечивал при малых габаритах в сжатом состоянии усилие в 3000 кгс.

Для пакета тарельчатых пружин с точной настройкой на заданное усилие оформляют паспорт с его характеристикой, а сам пакет тарельчатых пружин пломбируется в собранном виде. О чем конструктор обязан указать в чертеже.

4.2.СИЛЬФОНЫ.

К чувствительным элементам, используемым в агрегатах, можно отнести и сильфоны, которые способны реагировать на изменение параметров – усилие, давление.

Вообще сильфоны – упругая однослойная или многослойная гофрированная оболочка из металлических, не металлических и композиционных материалов, сохраняющих прочность и плотность при многоцикловых деформациях сжатия, растяжения, изгиба и их комбинаций по воздействием внутреннего или внешнего давления, температуры и механических нагружений.

Сильфоны (рисунок 4.8) могут быть также использованы в качестве герметизирующего, разделителем сред и силового элемента, а также в качестве компенсаторов температурного расширения трубопроводов, компенсации несоосности в трубопроводных системах, возникающих вследствие монтажных работ, изолирования вибрационных нагрузок от работающего оборудования и потока транспортируемой рабочей среды.

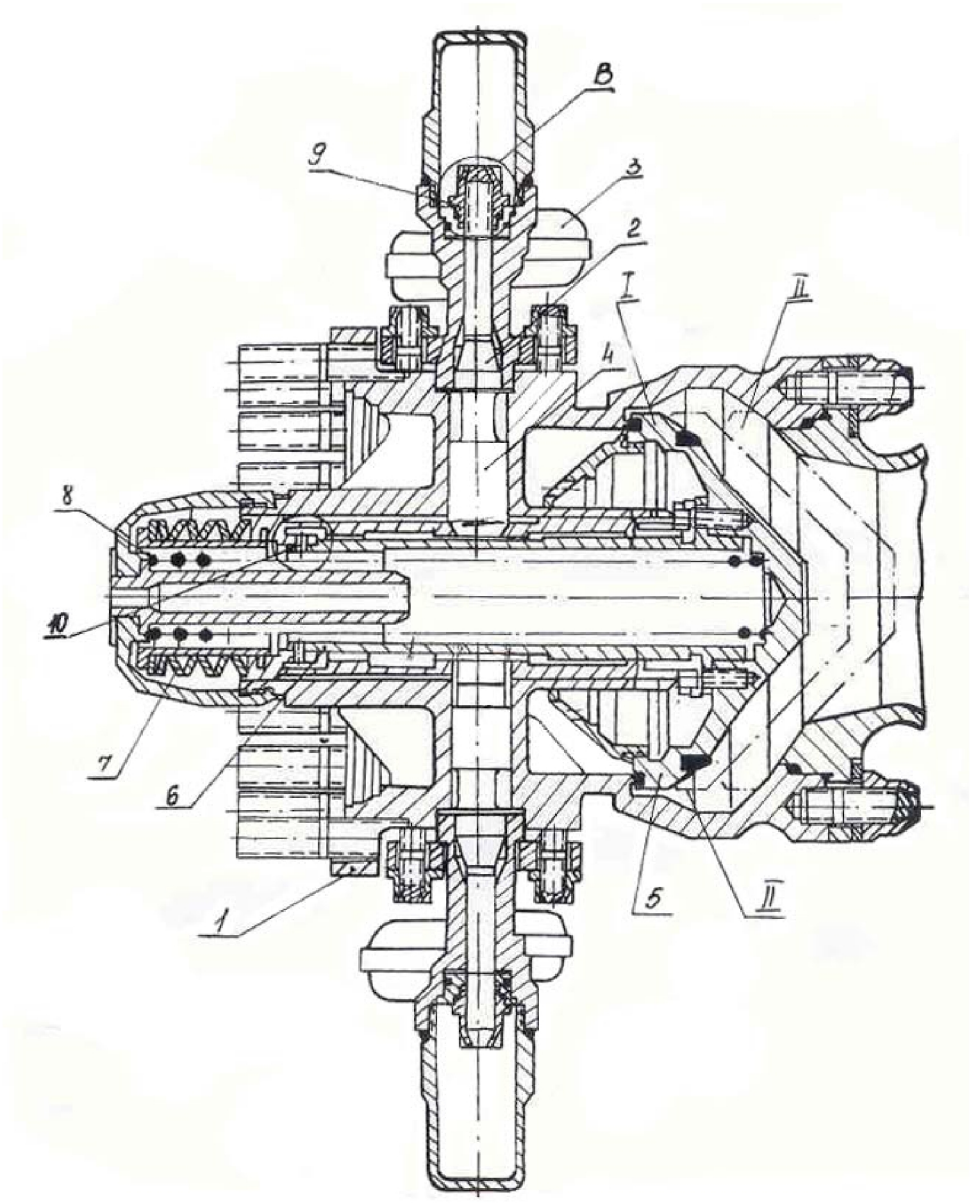


Рисунок 4.7 - Клапан окислителя
1 – корпус; 2 – шток; 3 – корпус пирозатвора; 4 – чека; 5 – клапан; 6 – втулка; 7 – пакет тарельчатых пружин; 8 – пружина сжатия; 9 – гайка; 10 – срезные штифты

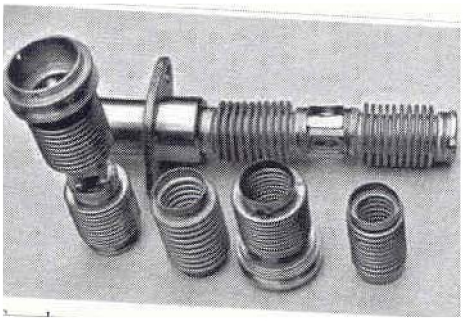


Рисунок 4.8 - Сильфоны

Сильфоны однослойные (ГОСТ 22388-90), многослойные металлические(Гост2174-83), а также армированные кольцами изготавливают из металлических лент, листов, тонкостенных однослойных и многослойных труб и могут эксплуатироваться в диапозоне температур от -260˚С до +465˚С. Конструктор подбирает сильфоны для применения в проектируемом агрегате по геометрическим параметрам заданные в указанных ГОСТах (рисунок 4.9) при обеспечении необходимого хода за счет количества гофр, требуемых диаметра наружного или внутреннего, давления, действующего снаружи сильфона или изнутри, а также количества гарантированных циклов срабатывания и эффективной площади сильфона, рекомендуемые температурного диапазона использования.

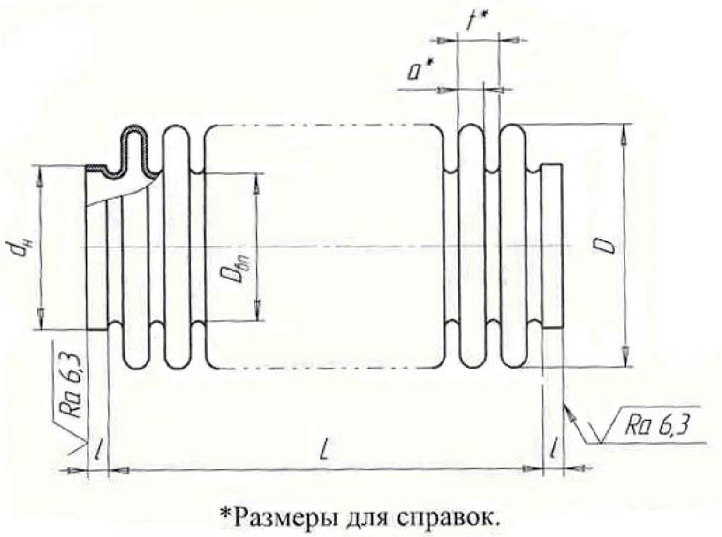


Рисунок 4.9 - Геометрические размеры задаваемые в технической документации

При подборе конструктор также должен обращать внимание на:

–однослойные сильфоны имеют поставленную жесткость (усилие необходимы для деформации сильфона на 1 мм хода)

–многослойные сильфоны – жесткость величина переменная и может колебаться в пределах от нескольких килограмм до десятков, что требует от конструктора вводить соответствующие компенсационные меры с использованием зачастую пружины. Чем больше количество слоев в многослойном сильфоне, тем больше разброс по жесткости. В этом случае конструктор вводит в чертеж обязательное снятие характеристики, вносимое в его паспорт.

–Рабочее давление воспринимаемое снаружи значительно больше чем изнутри. У однослойных сильфонов оно обычно не превышает 1 МПа, у многослойных несколько

десятков МПа в зависимости от числа слоев. Промежуточное положение занимают однослойные, армированные снаружи кольцами.

Самым распространенным материалом, из которого изготавливают сильфоны является сталь 12Х18Н10Т их также изготавливают из 36НХТЮ, бериллиевой бронзы БрБ2, латуни Л8, а особо чувствительные из фторопласта-4, в химической промышленности из пластмасс. Соединяются сильфоны с деталями агрегата обычно методом сварки.

К чувствительным элементам относятся и анероидные блоки (ГОСТ 6359-75), которые могут вакуумироваться.

Другую значительную группу чувствительных элементов образуют мембраны.

4.3.МЕМБРАНЫ.

Мембраны по конструктивному исполнению бывают – плоские, гофрированные, тарельчатые с центральным толкателем.

По виду используемых материалов – резиновые (эластомерные), армированные – резиновые, полимерные, металлические.

Плоские мембраны (рисунок 4.10) в агрегатах авиационной техники на основе резиновых смесей изготавливают из заготовок по ТУ38.005206/6018-94 или из сырой резиновой смеси методом вулканизации по размерам, заданным конструктором, непосредственно на заводе изготовителе агрегата или специализированных заводах, производящих резинотехнические изделия по спец. заказу.

Не армированные резиновые мембраны работают при незначительных деформациях и небольших перепадах давления до 0,3 МПа их толщина может колебаться в пределах 1..3 мм.

Резинотканевые мембраны (армированные) широко применяются в регуляторах, клапанах, насосах, в приборах силовой компенсации, пьезоэлектрических, частотных преобразователях, датчиках электроконтактных сопротивлений и т.д.

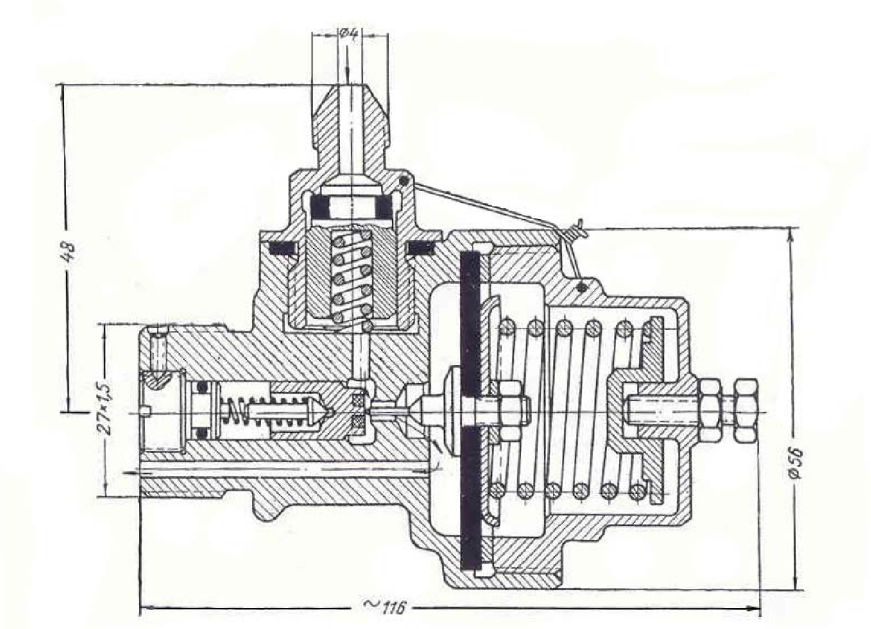


Рисунок 4.10 - Регулятор давления бака

При повышении температуры до 100°С относительная жесткость и гистерезис мембраны практически не отличается от свойств в нормальных условиях. Понижение температуры вызывает переход резинового слоя мембраны в стеклообразное состояние, высокоэластичная деформация переходит в упругую. Это подтверждается уменьшением эффективной площади мембраны. Анализ гофрированных мембран показывает два характерных участка на кривых нагрузка-ход. Первый участок отвечает работе конструкции мембраны на изгиб, второй – работе материала на растяжение. Характеристика прогиба мембраны связана с давлением, модулем и ее конструктивными параметрами. Прочность связи в резиновом слое характеризуется долей эластомера, диффундирующего через границу раздела адгезия –

резина. И зависит от полноты контакта отдельных ее составляющих на границе корд – адгезия, адгезия – резина, резина – резина. Армирование резинотканевых мембран кордной тканью может привести к дефектам мембраны в процессе эксплуатации и ухудшению ее фиксации между фланцами корпуса вследствие неравномерного распределения нагружений. Хлопчатобумажные ткани способны выдерживать меньше нагрузки, чем синтетические. Поэтому приходится изготавливать многослойные мембраны, что усложняет изделие. Большая толщина такой мембраны усложняет ее позиционирование в регулирующих агрегатах. Низкая адгезия тканей к резине может привести к расслоению мембраны. Толщины армированных мембран могут достигать от 1,5 до 8,5 мм и работают они при значительных перепадах давления до 1,6 МПа.

Для обеспечения значительных ходов при регулировании используют гофрированные мембраны с одним или несколькими гофрами, см. примеры на рисунках 4.11,4.12.

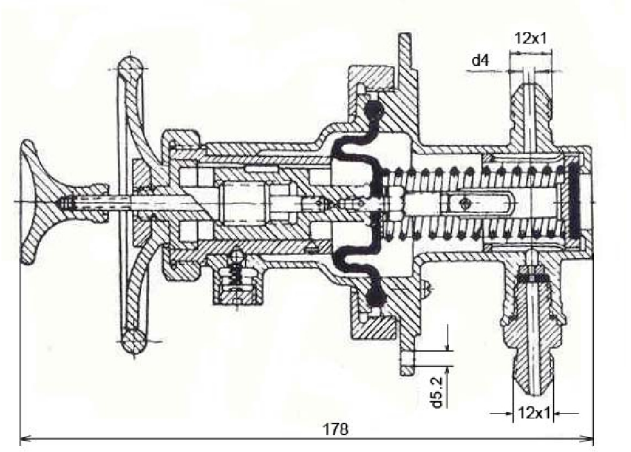


Рисунок 4.11 - Клапан управления с резиновой мембраной

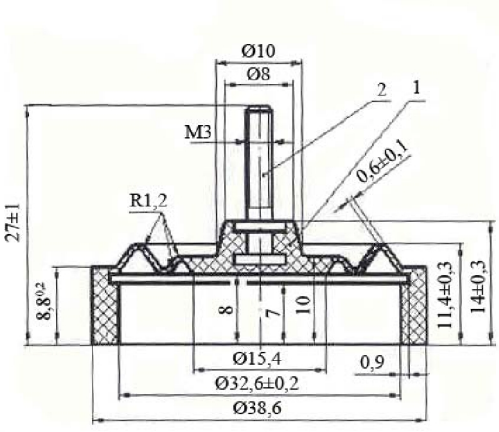


Рисунок 4.12 - Мембраны резинотканевые гофрированные

Металлические мембраны используются в качестве чувствительных элементов в случае необходимости восприятия величин давления до 100МПа. При этом конструктору нужно учитывать существенно меньшее количество перекладин (исчисляются сотнями) и ограничения по величине хода по сравнению с резинотканевыми мембранами, хотя температурный диапазон срабатывания шире от -260˚С до +465˚С, в случае применения мембраны из материала 12Х18Н10Т, рисунок 4.13

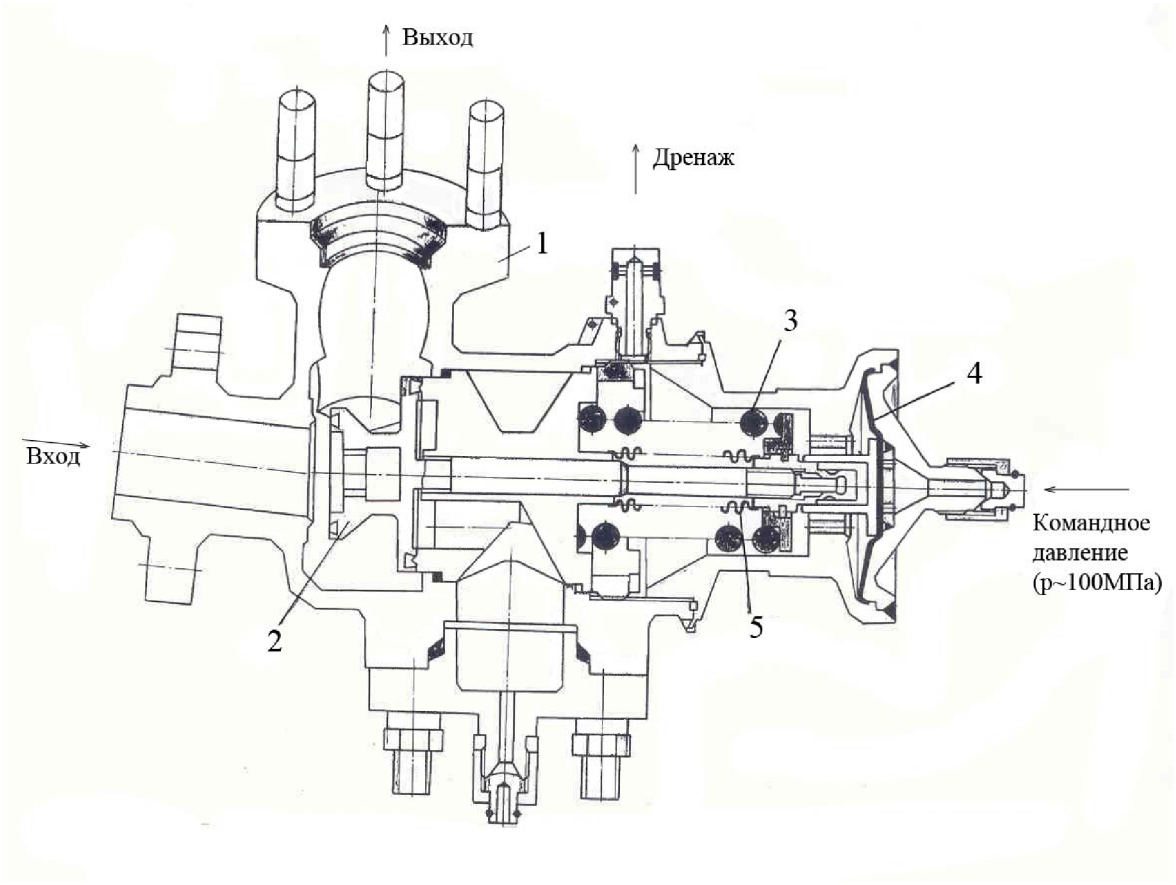


Рисунок 4.13 - Клапан переключения
1 – корпус; 2 – клапан; 3 – пружина; 4 – металлическая мембрана; 5 – сильфон

При использовании мембраны из любого материала, конструктор в своих чертежах обязан задать геометрию ложементов, где будет выстилаться мембрана, исключающую образования концентратов напряжений от выступов, острых кромок и т.п. при срабатывании.
Мембраны из полимеров занимают промежуточное положение между резинотканевыми и металлическими по всем отмеченным выше параметрам.
Для проведения конструктивных расчетов по определению эффективной площади мембран с толкателем можно использовать методику хорошо зарекомендовавшую себя на целом ряде предприятий авиационной промышленности. Ее суть заключается в следующем: на основании исходных данных, которые берутся из конструкции конкретного агрегата, у которого схема установки мембраны соответствует рисунку 4.14. Конструктор производит расчет эффективной площади мембраны $F_{эф}$

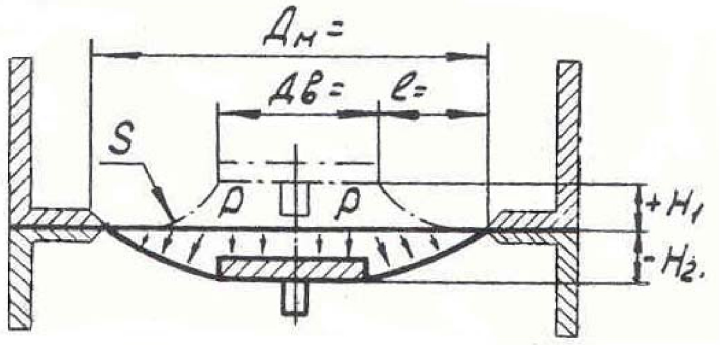


Рисунок 4.14 - Схема установки мембраны

Итак необходимые исходные данные:
- наружный диаметр мембраны $Д_н$, см

- внутренний диаметр мембраны $Д_в$, см
- максимальный ход мембраны: вверх H_1 , см
  вниз H_1 , см

Определяется:

- Средний диаметр мембраны $Д_0 = \frac{Д_н + Д_в}{2}$, см
- Длина «волны» гофра $l = \frac{Д_н - Д_в}{2}$,см
- Периметр «волны» гофра (Из конструктивного чертежа установки мембраны в агрегате) S, который должен быть больше $1,1l$ см

Затем рассчитывается эффективная площадь мембраны

$F_{эф} = 0,75(Д_0 + кH)^2$, см^2

где коэффициент *к* определяется по таблице 1 в зависимости от величины $A = \frac{S}{\sqrt{H^2 + l^2}}$

Таблица 1

А	1,01	1,015	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,1
К	3,92	3,23	2,74	2,36	1,87	1,61	1,44	1,32	1,21	1,06
А	1,11	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21	1,23	1,26	1,29	1,35
К	0,99	0,88	0,78	0,69	0.63	0,57	0,52	0,45	0,39	0,28

Расчет $F_{эф}$ необходимо проводить не менее чес для трех значений H(0; $+H_1$; $-H_2$)
Для удобства расчета лучше оформить в виде таблицы 2.

Таблица 2

$H_{(см)}$	H^2	l^2	H^2+l^2	$\sqrt{H^2+l^2}$	$A = \frac{S}{\sqrt{H^2+l^2}}$	К (по табл.6)	КН см	$Д_0$+КН см	$(Д_0+КН)^2$ см^2	$F_{эф} = 0,75(Д_0 + кH)^2$
0										
$+H_1$										
$-H_2$										

По результатам расчета $F_{эф}$ проводите корректировку конструкторской документации на мембранное устройство.

4.4.БИМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ПЛАСТИНЫ.

.Биметаллические пластины. Их в качестве чувствительных элементов, реагирующих на изменение температуры, используют в конструкциях различных устройств (термостатов, измерительных приборов, термометров и т.д.), в агрегатах в качестве элементов, обеспечивающих микроперемещения, чаще всего в виде специальных шайб, колец, пружин, температурных компенсаторов, рисунок 4.15 (1)

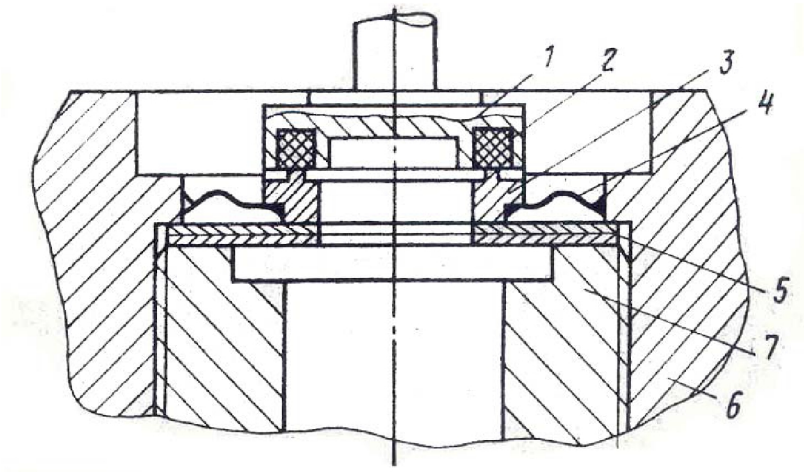


Рисунок 4.15 - Уплотнительный узел клапана
1 – зазорный орган; 2 – уплотнитель; 3 – кольцевое седло;
4 – мембрана; 5 – термобиталическое колесо; 6 – корпус; 7 – гайка

Обычно биметаллические пластины изготавливают из биметалла или из механически соединенных кусков двух различных металлов, рисунок 4.16. В таких устройствах один конец пластины закрепляется неподвижно, а второй при изменении температуры обеспечивает изгиб пластины – перемещение исполнительного органа от влияния температуры.

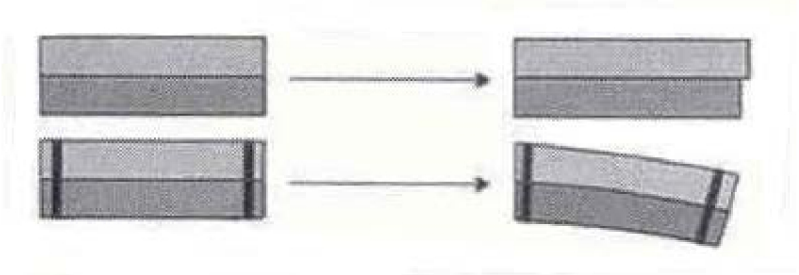


Рисунок 4.16 - Биметаллическая пластина, соединенная механически (заклепками)

Для работы в агрессивных средах свойствами, подобными биметаллам, обладают спаи из стекол или керамики с различными коэффициентами температурного расширения.
Следует заметить, что зачастую биметаллические (а также триметаллические) пластины используются для сварки разнородных металлов в целях предотвращения контактной (гальванической) коррозии, например для соединения алюминия со сталью.
Расчет изгиба биметаллических пластин рекомендуется проводить по формуле (2):

$$K = \frac{6E_1E_2(h_1+h_2)h_1h_2\cdot\varepsilon}{E_1^2h_1^4+4E_1E_2h_1^3h_2+6E_1E_2h_1^2h_2^2+4E_1E_2h_2^3h_1+E_2^2h_2^4}$$

где: $\varepsilon = (\alpha_1 - \alpha_2)\Delta T$

E_1 - модуль Юнга материала 1

E_2 -

h_1 и h_2 - толщина материала, соответственно 1 и 2

α_1 и α_2 - коэффициенты теплового расширения материала соответственно 1 и 2

ΔT - разность между температурой, при которой вычисляется изгиб и температурой, при которой изгиб отсутствует.

К конструктивным элементам реагирующим и обеспечивающим изменение величин давления расхода относятся также дифференциальные поршни, дросселя и струйнве устройства.
Конструктивная схема дифференциального поршня представлена на рисунке 4.17

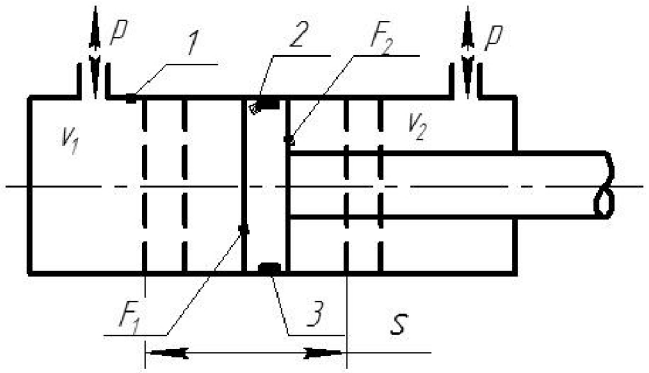


Рисунок 4.17 - Конструктивная схема дифференциального поршня
1 – корпус; 2 – поршень; 3 – уплотнительный элемент

Площади F_1 и F_2 , а также величины хода поршня S выбираются конструктором исходя из требований технического задания.

4.5.ДРОССЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для изменения величины давления, расхода или направления, скорости движения потока рабочей среды в системах зачастую используют дроссельноые устройства. Под дросселированием понимается процесс изменения (снижения или увеличения) отдельных параметров рабочей среды при ее движении через местное сопротивление. Дросселя могут быть нерегулируемыми и регулируемыми, от этого зависит и их конструктивное решение.
Нерегулируемый, простейший дроссель представляет собой шайбу с выполненным в ней круглым отверстием, расположенным или соосно с наружным диаметром шайбы или эксцентрично смещенным в сторону наружного диаметра шайбы, рисунок 4.18.

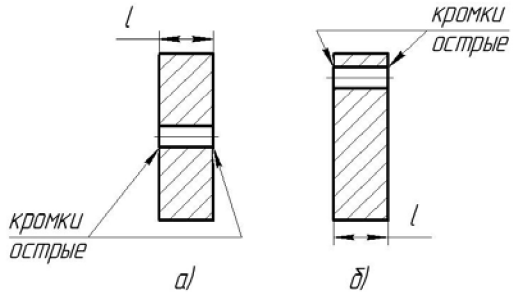


Рисунок 4.18 - Нерегулируемые дроссели
а) с соосным расположением отверстия б) с эксцентричным расположением отверстия

Величина дросселирующего отверстия обычно не менее 0,5 мм, поскольку при меньших значениях диаметра может происходить облитерация или просто засорение частицами, находящимися в рабочей среде. Обязательным конструктивным требованием является обеспечение острых кромок, выполняемых в дросселирующем отверстии радиусом или фаской $\leq 0{,}1$ мм без заусенцев. Величина l (рисунок 4.18) конструктивно выбирается 1-3 мм.
Гидравлические свойства дросселя определяются зависимостью местной потери напора от расхода (или скорости ϑ):

$$h_M = \frac{A}{\mathrm{Re}} \cdot \frac{\vartheta}{2g} + B\frac{\vartheta^2}{2g} \qquad (1)$$

где A,B – безразмерные константы, зависящие от формы местного сопротивления; Re – число Рейнольдса; ϑ - скорость течения жидкости; g – ускорение свободного падения
Соотношение между первым и вторым членом в формуле (1) зависит от формы местного сопротивления и числа Рейнольдса. В дросселях, где имеется узкий канал, длина которого значительно превышает его поперечный размер, с плавными очертаниями входа и выхода

(рисунок 4.19), а числа Re малы, потеря напора определяется в основном трением и закон сопротивления близок к линейному. Дроссель в этом случае называется линейным. У него потеря напора изменяется прямо пропорционально по вязкости жидкости и, следовательно, гидравлическая характеристика такого дросселя зависит от температуры жидкости, т.е. не является стабильной.

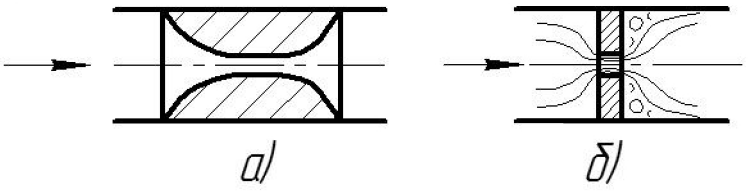


Рисунок 4.19 - Формы дроссельных устройств
а) – линейный б) - квадратичный

Второй член в формуле (1) для такого дросселя равен нулю или очень мал по сравнению с первым.

Когда длина узкого канала сведена до минимума, а число Рейнольдса достаточно велико, потеря напора в дросселе в основном определяется вихреобразованиями при внезапном расширении, а зависимость h_M от напора (ϑ) получается практически квадратичной и дроссель называется квадратичным. Его гидравлическая характеристика является более стабильной, т.е. практически независящей от вязкости жидкости, что важно для систем, предназначенных для работы в широком температурном диапазоне.

Очень часто от дросселя требуется большой перепад давления, для чего необходим очень малый размер дросселирующего сечения, что нереально ввиду засорения или облитерации. Поэтому в этих случаях применяются линейный дроссель с увеличенной длиной канала (рисунок 4.20) или несколько последовательно установленных квадратичных дросселей (рисунок 4.21).

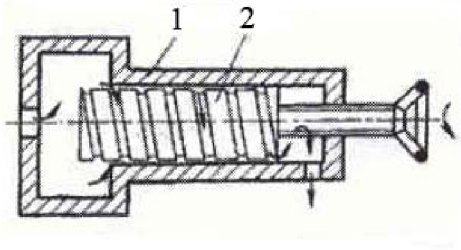


Рисунок 4.20 - Линейный дроссель
1 – корпус; 2 – винт

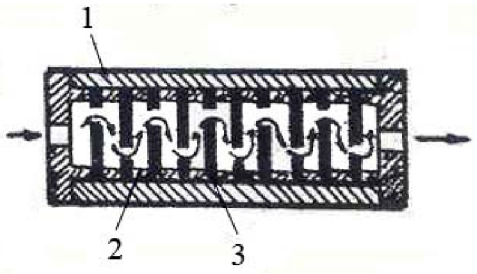


Рисунок 4.21 - Квадратичный (многоступенчатый) дроссель: 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – квадратичный дроссель

Сопротивление многоступенчатого квадратичного дросселя складывается из потерь напора: при проходе жидкости через дроссельные отверстия шайб; потерь напора при переходе струи, вытекающей из отверстия дроссельной шайбы в междроссельные камеры и наоборот, а также и потерь напора на повороты струи.

На основании экспериментов установлено, что основными потерями будут потери при проходе жидкости через дроссельные отверстия, оставшиеся потери составляют ничтожную часть общих потерь и их можно учесть корректировочным коэффициентом ξ в формуле для расчета потерь при истечении через отверстия (3).

Расчет потерь можно производить по формуле для истечения жидкости из отверстий

$$\Delta p = \xi \frac{U^2}{2g} \gamma \cdot z \ \text{ кгс/см}^2$$

где ξ - коэффициент сопротивления для дросселя с толщиной шайб 1-3 мм; коэффициент ξ можно принять равным $\xi = 0{,}9 - 0{,}95$

U – скорость жидкости в отверстии, см/сек.

z – число дроссельных шайб
g – ускорение силы тяжести, см/сек^2
Широкое применение в системах пневмогидроавтоматике нашли регулируемые дроссели. Схемы наиболее распространенных регулируемых дросселей показаны на рисунке 4.22.

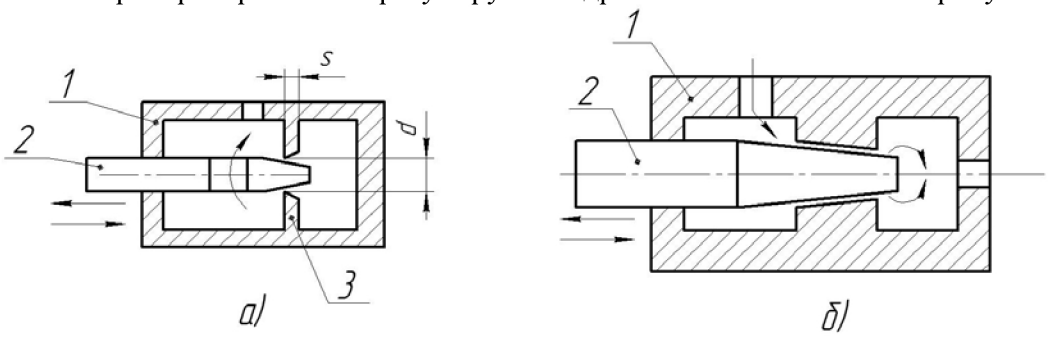


Рис. 4.22 Регулируемые дроссели
1 – корпус; 2 – игла; 3 – диафрагма;
а – игольчатый дроссель с острыми кромками
б – игольчатый дроссель

Расчет сопротивления игольчатого типа с острыми кромками (рисунок 4.22) но вывести по формуле (3)

$$\Delta p = \xi \frac{U^2}{2g} \gamma \ ,$$

где ξ - коэффициент сопротивления, который для дросселя, изображенного на рис.22а, может быть принят равным $\xi = 0{,}85 - 0{,}9$

U – скорость жидкости в кольцевой капиллярной цепи дросселя, см/сек

$$U = \frac{Q}{\pi d S} \ ,$$

где Q – расход жидкости через дроссель, см^3/сек
d – средний диаметр кольцевого отверстия, см
S – ширина щели кольцевого отверстия
При расчете дросселей иных типов, в которых нельзя пренебречь длиной дроссельных отверстий (щелей) необходимо в расчет ввести длину отверстия и учесть влияние вязкости жидкости.
Дроссели широко используются в устройствах демпфирования колебаний давления. В различных конструкциях гасителей колебаний применяются как линейные дроссели (капиллярные каналы, элементы из пористых материалов), так и дроссели с нелинейными свойствами (острокромочные диафрагмы, жиклеры), представленные на рисунке 4.23

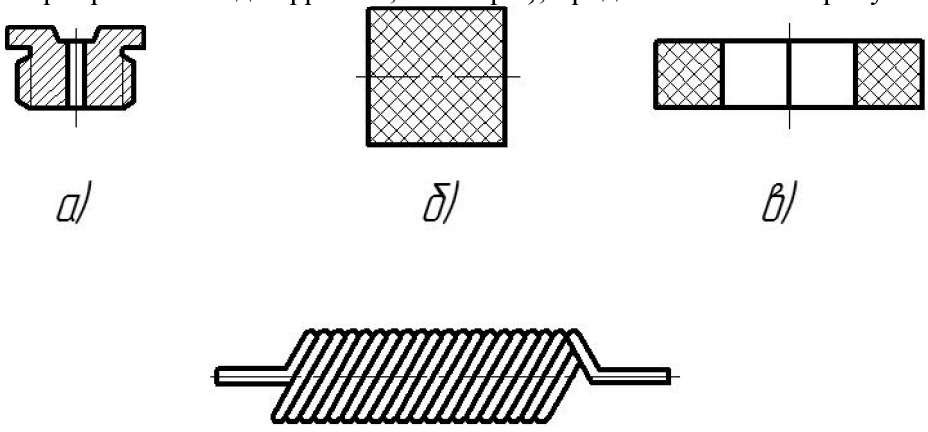


Рисунок 4.23: а) – жиклер; б) – МР – дроссель в виде цилиндра;
в) – МР – дроссель в виде кольца; г) – капиллярный канал

При высокой потребной эффективности демпфирования проходные сечения капилляров оказываются настолько малыми, что повышается вероятность их засорения. Менее подвержены засорению дросселирующие элементы из пористых материалов, из которых более стойкими физико-химическими свойствами обладает материал МР. Дроссель, выполненный из МР, имеет высокую надежность в неблагоприятных условиях работы: при высокой температуре рабочей среды и при высоких условиях вибраций.

МР – дроссели представляют собой изделия из однородной пористой структуры, полученной холодным прессованием дозированной по массе, растянутой и уложенной в матик спирали из металлической проволоки диаметром 0,05…0,2 мм. Наружный диаметр навиваемой спирали зависит от диаметра проволоки и колеблется от 0,6 до 2 мм.

Форма и размеры МР – дросселей могут быть различными. Наиболее часто используются дроссели, выполненные в виде кольца (Рисунок 23в) или цилиндра (Рисунок 23б). При проектировании МР – дросселя необходимо обеспечить путь дросселирования жидкости (расстояние между входными и выходными поверхностями МР – дросселя) не менее 3…4 мм.

Величину сопротивления МР – дросселя можно регулировать изменением пористости образца – добавлением или уменьшением количества спирали в заданном геометрическом объеме. Необходимое количество спирали в образце рекомендуется определять опытным путем по результатам проливок при рабочем статическом давлении и средней рабочей температуре жидкости.

По результатам проливок величина активного сопротивления дросселя подсчитывается по формуле:

$$R_{др} = \frac{\Delta P_{др}}{Q},$$

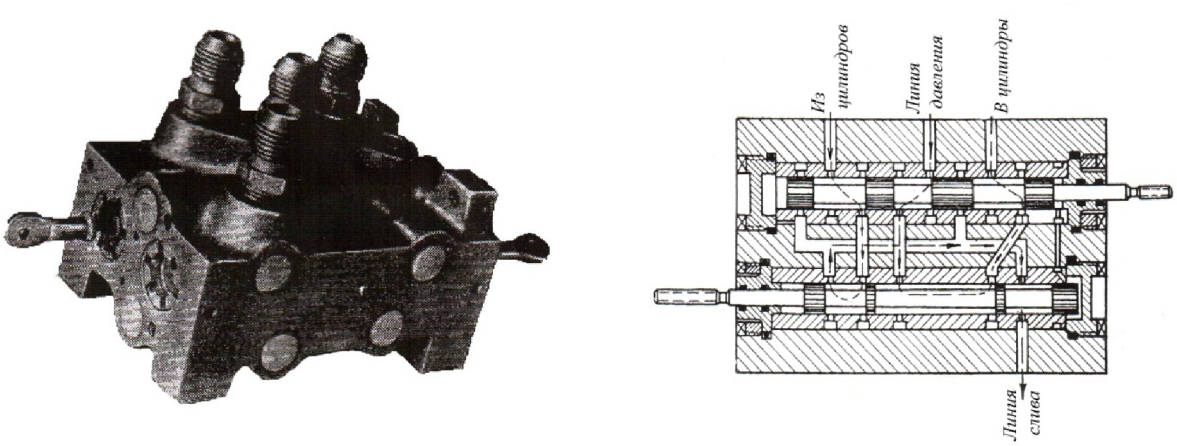
где $\Delta P_{др}$ - перепад давления

Q – расход через дроссель

5.ЗОЛОТНИКОВЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Золотниковые распределительные устройства получили наиболее широкое распространение в силу своих особенностей. Они уравновешены по отношению к действию статических сил давления жидкости и обладают малым трением. Кроме того, при их применении осуществляется и принцип многопозиционности.

Наиболее распространенными являются конструкции золотниковых распределительных устройств с использованием цилиндрического золотника. Пример общего вида такого золотникового распределительного устройства изображен на рисунке 5.1. Он в частности служит для распределения подачи гидросмеси при управлении передним колесом шасси самолета. Рабочая среда – жидкость АМГ-10, Р=15 МПа.

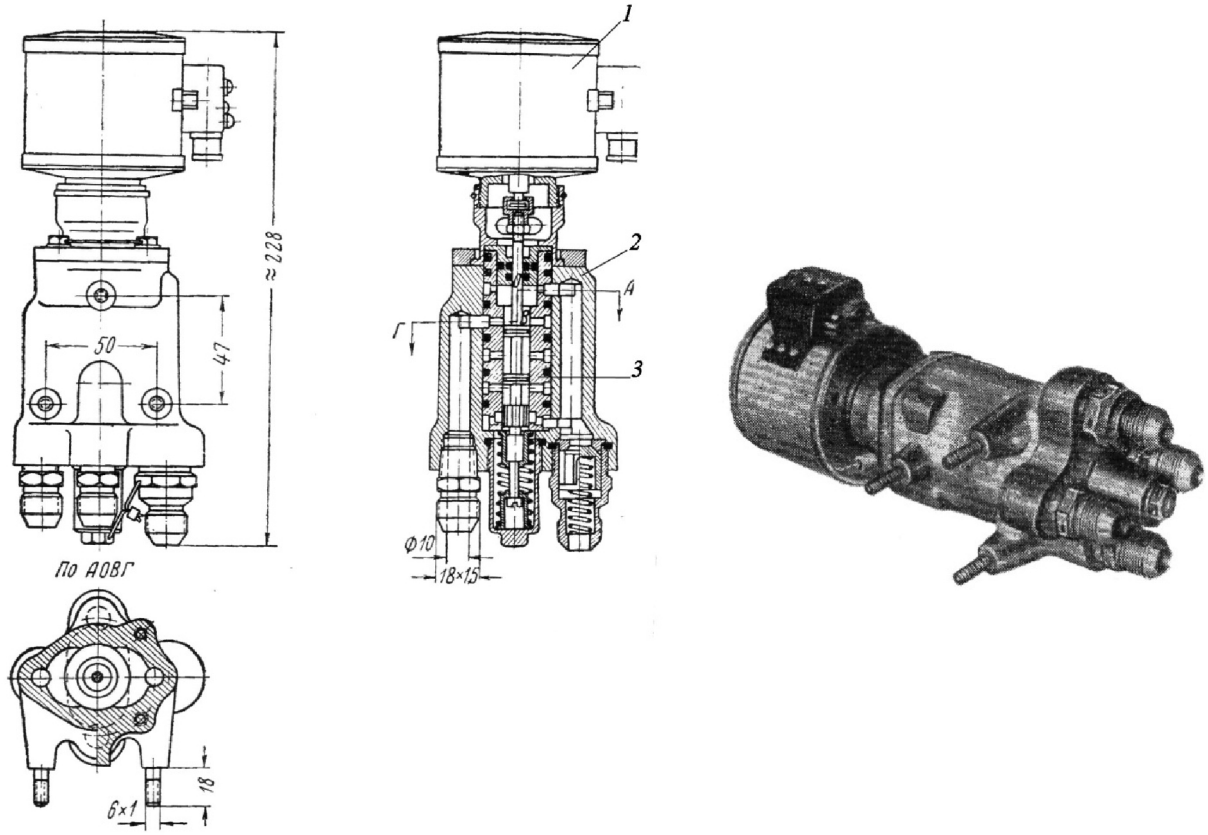


а) б)

Рисунок 5.1 – Гидрораспределитель управления передним колесом шасси самолета:
а – общий вид; б – схема работы

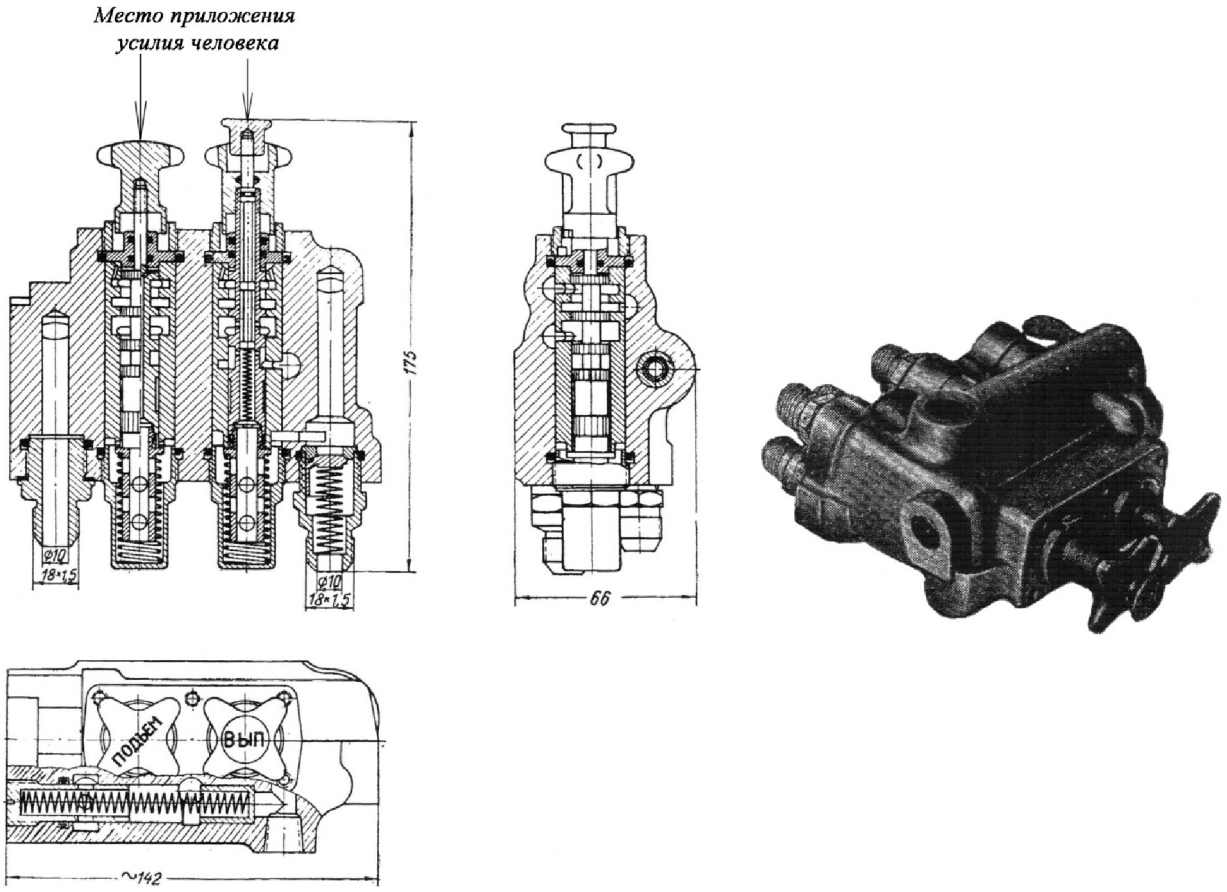
Управление золотниковым устройством, т.е. перемещение золотника обычно осуществляется давлением рабочей среды (рисунок 5.1) электромагнита (рисунок 5.2) и усилием руки человека (рисунок 5.3).

Изображенное на рисунке 5.2 золотниковое устройство служит для управления створками грузолюков, а на рисунке 5.3 – для управления подъемом и выпуском шасси, схема работы последнего показана на рисунке 5.4.



а) б)

Рисунок 5.2 – Золотниковый распределитель с электромагнитным управлением:
а) общий вид и габаритные размеры:
1 – электромагнит; 2 – корпус; 3 – золотник цилиндрический;
б) внешний вид золотникового распределителя с электромагнитным управлением.



а) б)

Рисунок 5.3 – Золотниковый распределитель с ручным управлением
а) общий вид и габаритные размеры:
б) внешний вид золотникового распределителя с ручным управлением.

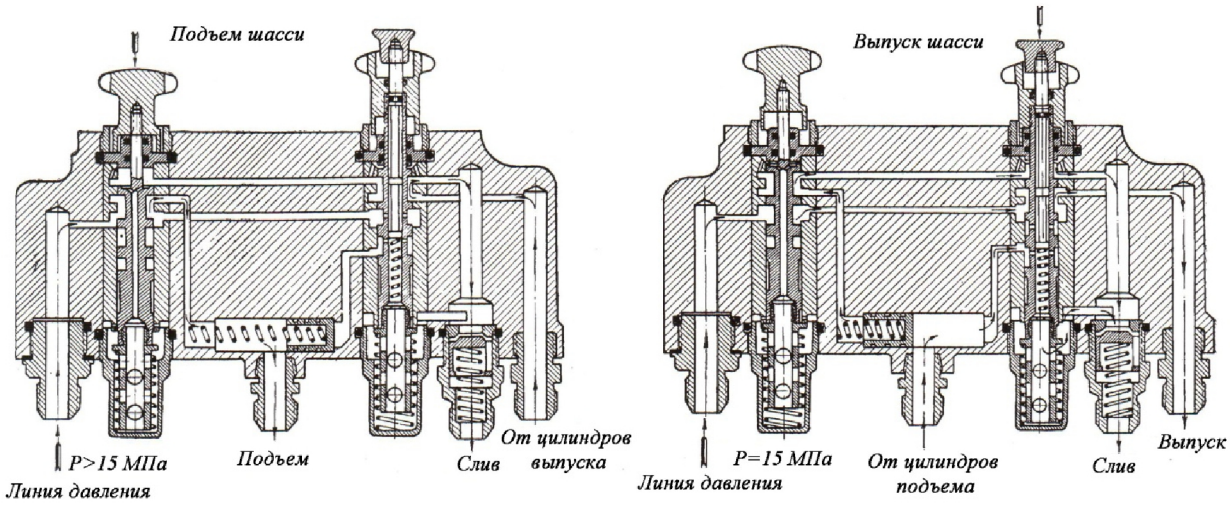


Рисунок 5.4 – Схема работы

Рабочим элементом таких золотниковых распределителей является цилиндрический плунжер (золотник) с кольцевыми проточками и поясками, который перемещается в осевом направлении во втулке, имеющей окна для подвода и отвода жидкости.

Наиболее распространенными являются так называемые четырехходовые золотники (рисунок 5.5), основной функцией которых является подача жидкости под давлением в одну

из двух полостей рабочего цилиндра (гидродвигателя) при одновременном отводе ее из противоположной полости в резервуар.

Принцип действия распределителя, показанного на рисунке 5.5, заключается в следующем: рабочая жидкость под давлением подводится к каналу 3, из которого в зависимости от положения плунжера 5 поступает в соответствующую полость рабочего цилиндра (гидродвигателя) 6. Одновременно с этим нерабочая полость рабочего цилиндра соединяется с каналом 2, ведущим в резервуар.

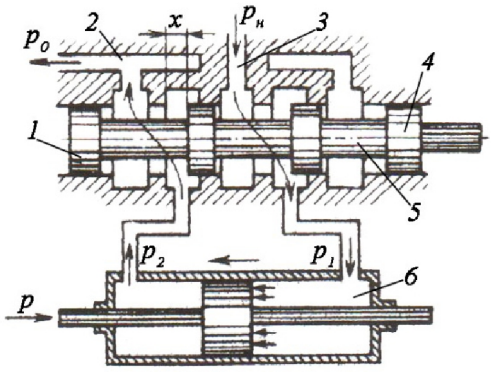


Рисунок 5.5 – Схема четырехходового золотникового распределителя:
1, 4 – пояски для разгрузки плунжера; 2 – канал слива; 3 – канал подвода давления; 5 – плунжер; 6 – рабочий цилиндр; P_1, P_2, P_0, P_H - давления в полости цилиндра, слива, нагнетания.

Пояски 4 и 1 предназначены для разгрузки плунжера 5 от давления 1 сливной линии.

Менее распространены трехходовые золотники (рисунок 5.6), которые применяют в том случае, когда окна питания гидродвигателя необходимо соединить с окном источника давления либо с окном, ведущим в резервуар с жидкостью (т.е. применяются с гидродвигателями одностороннего действия).

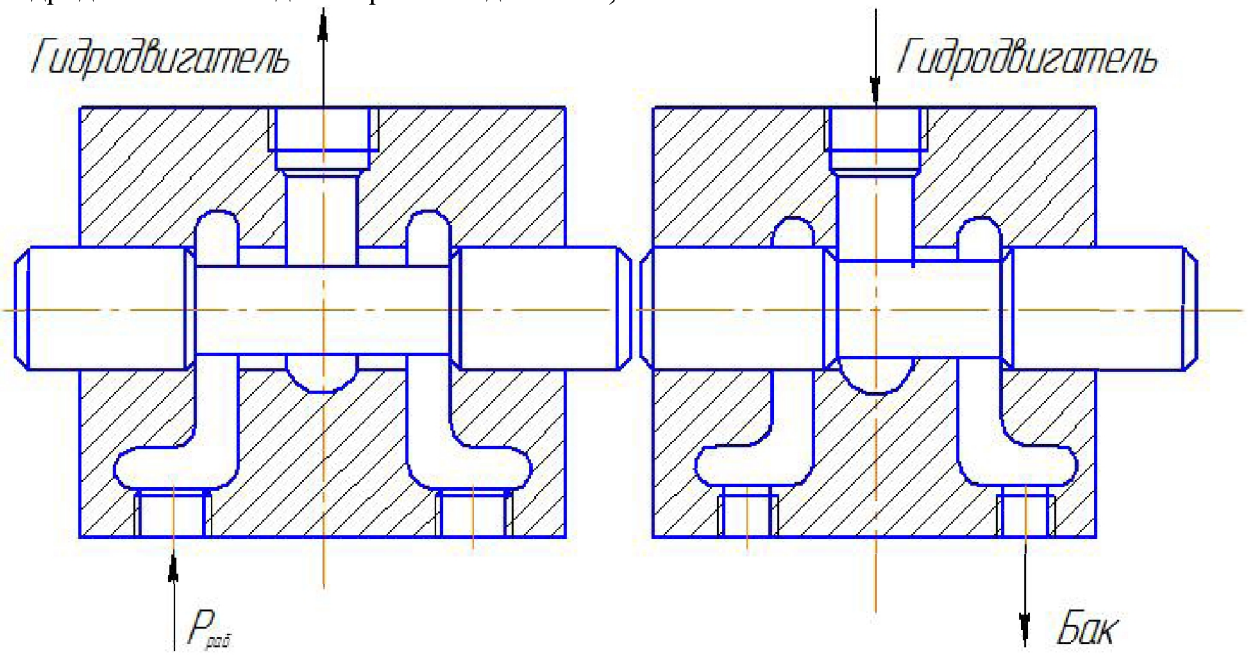


Рисунок 5.6 – Трехходовой золотник

Различают двухпозиционные и трехпозиционные золотники. Если плунжер трех и четырехходового золотника не задерживается в среднем положении, такой золотник называется двухпозиционным; если задерживается с помощью каких-либо устройств – трехпозиционным.

Конструктивное исполнение трехпозиционного распределительного золотника представлено на рисунке 5.7 [1]

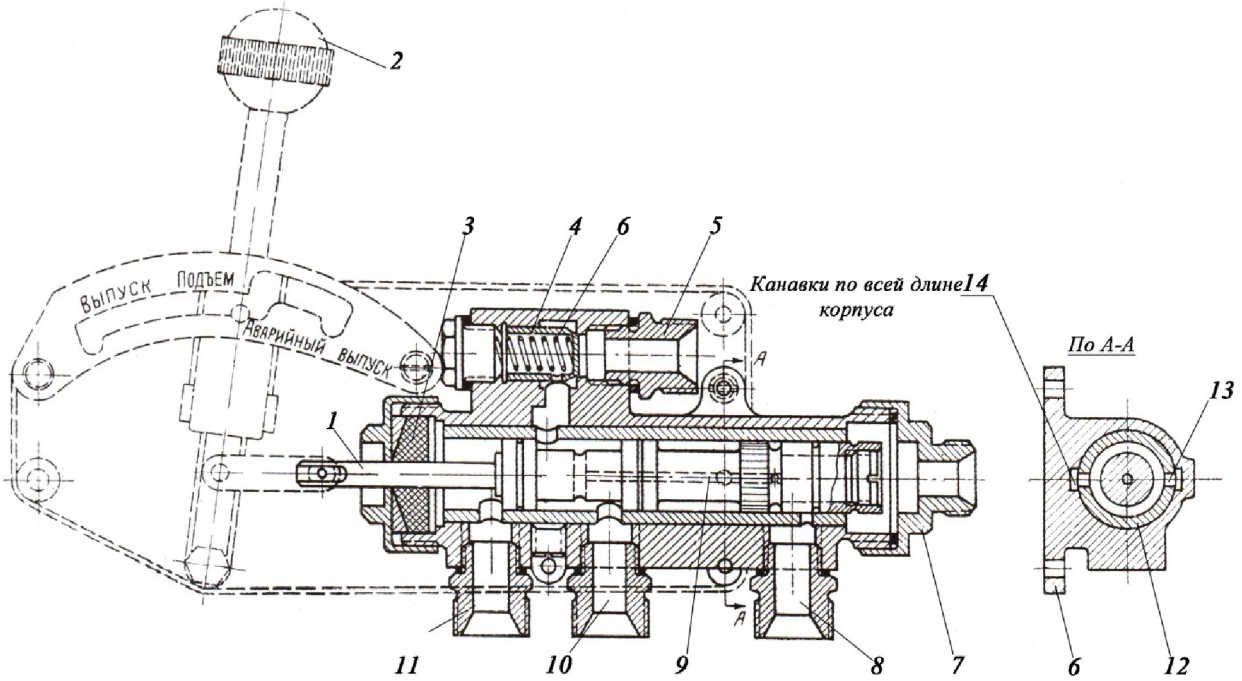


Рисунок 5.7 – Трехпозиционный распределительный золотник

С точки зрения изготовления и обеспечения требуемой точности представляет интерес золотник, в котором пояски плунжера выполнены отдельно от штока (рисунке 5.8).

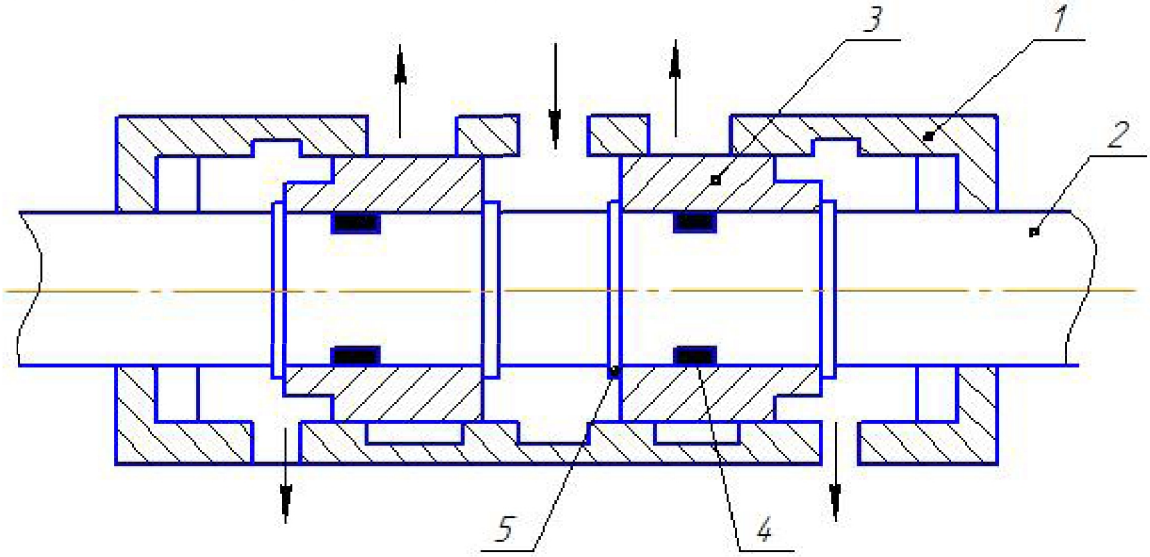


Рисунок 5.8 – Гидрораспределитель с составным золотником:
1- корпус; 2 – шток; 3 – плунжер; 4 – кольцо уплотнительное; 5 – кольцо штопорное

Для уравновешивания плунжера от сил давления рабочей жидкости в сливной линии плунжера золотники иногда снабжают ложным хвостовиком (рисунок 5.9) или снабжают дополнительными поясками плунжер золотник, причем образуемые ими полости соединяют непосредственно баком, минуя сливную линию (рисунок 5.10).

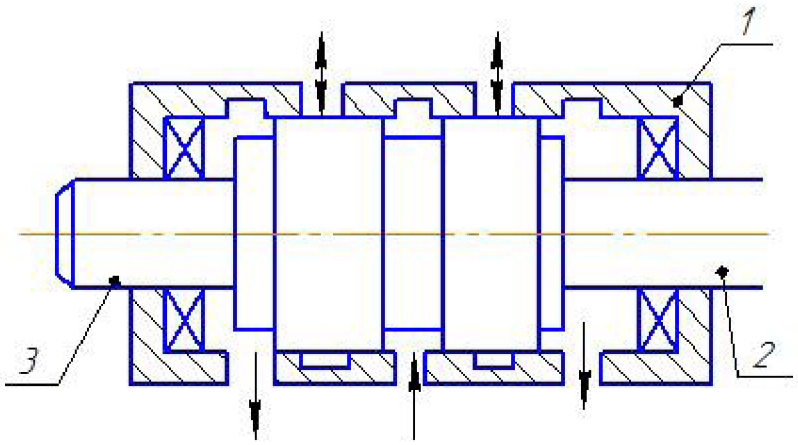


Рисунок 5.9 – Четырехходовой гидрораспределитель с ложным хвостовиком:
1- корпус; 2 – золотник; 3 – ложный хвостовик

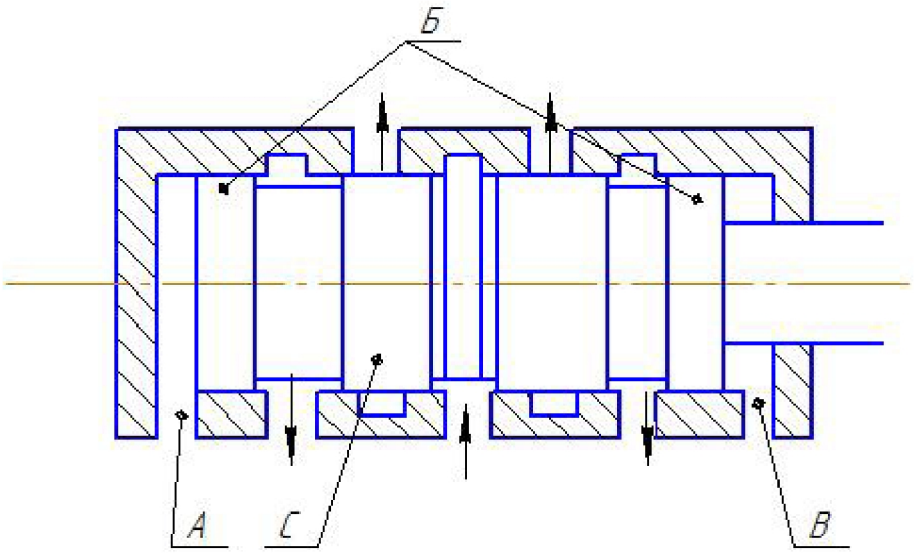


Рисунок 5.10 – Четырехходовой гидрораспределитель с дополнительными поясками:
А, В – полости, соединяемые с баком; С – основные пояски золотника; Б –
дополнительные пояски

Иногда в конструкцию гидрораспределителей преднамеренно вводят неуравновешенность плунжера, используя ее для обеспечения перемещений плунжера из среднего в любое крайнее положение (рисунок 5.11).

В среднем своем положении плунжер находится в неустойчивом равновесии и любое малое смещение его из среднего положения нарушит это равновесие, вследствие наличия на крайних его поясках жиклерных (дроссельных) отверстий, в резуоттате плунжер мгновенно переместится в соответствующее крайнее положение из-за сил давления, действующего на его торцы.

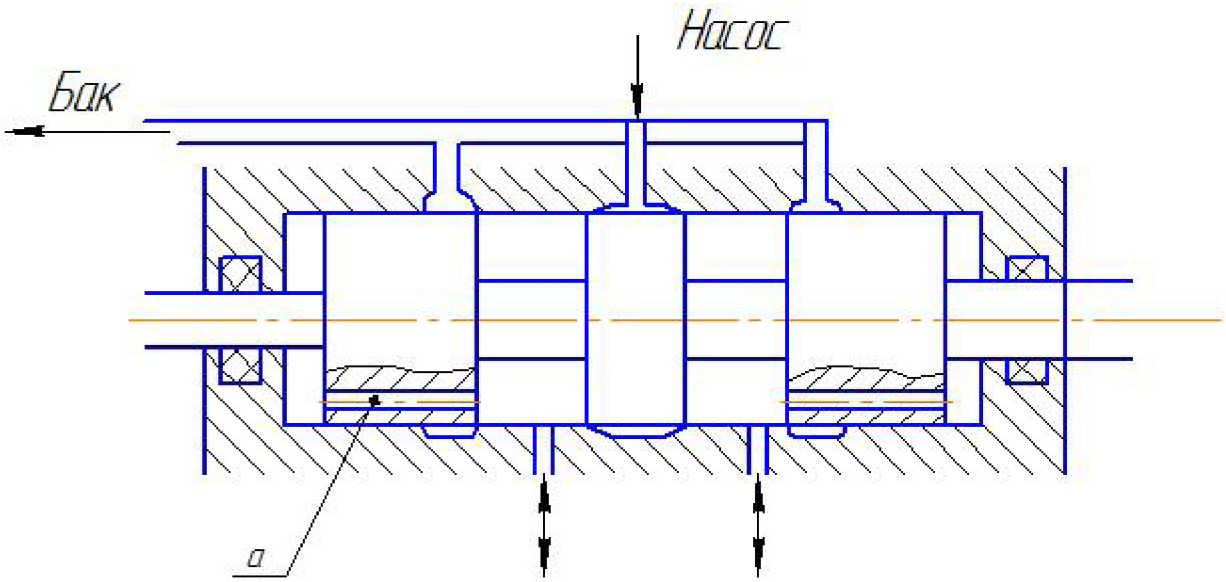


Рисунок 5.11 – Схема золотника с преднамеренной неуравновешенностью:
а – жиклер

Золотник подобной конструкции используют, например, для ускорения реверсирования направления движения привода стола металлорежущих станков. При соответствии качества изготовления деталей золотника для реверса плунжера достаточно сместить его из среднего положения на величину примерно 0,01 мм.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ РАСПОЛОЖЕНИЕ ЗОЛОТНИКОВ

Часто необходимо расположить золотники в такой последовательности, чтобы один любой приведенный в действие золотник перекрывал поток жидкости во все остальные золотники, расположенные после него, т.е. чтобы исключить одновременную работу нескольких золотников.

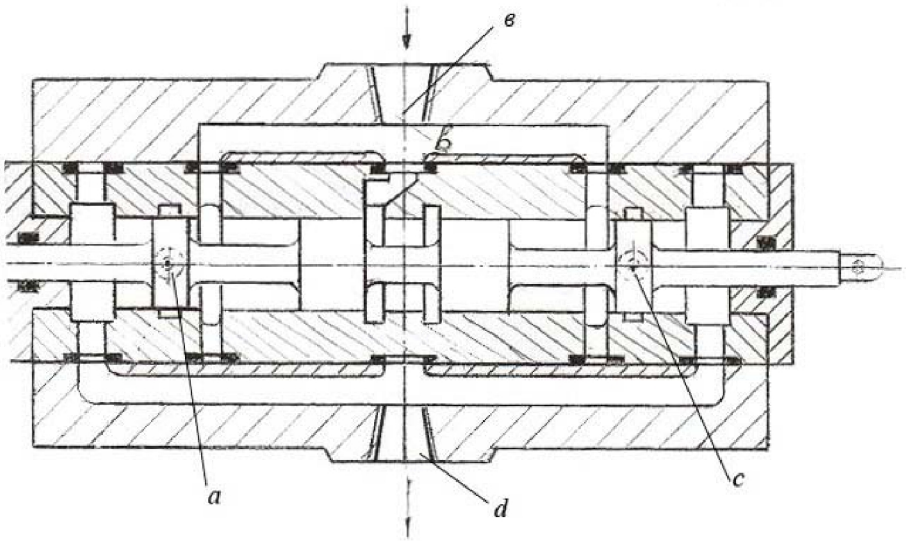
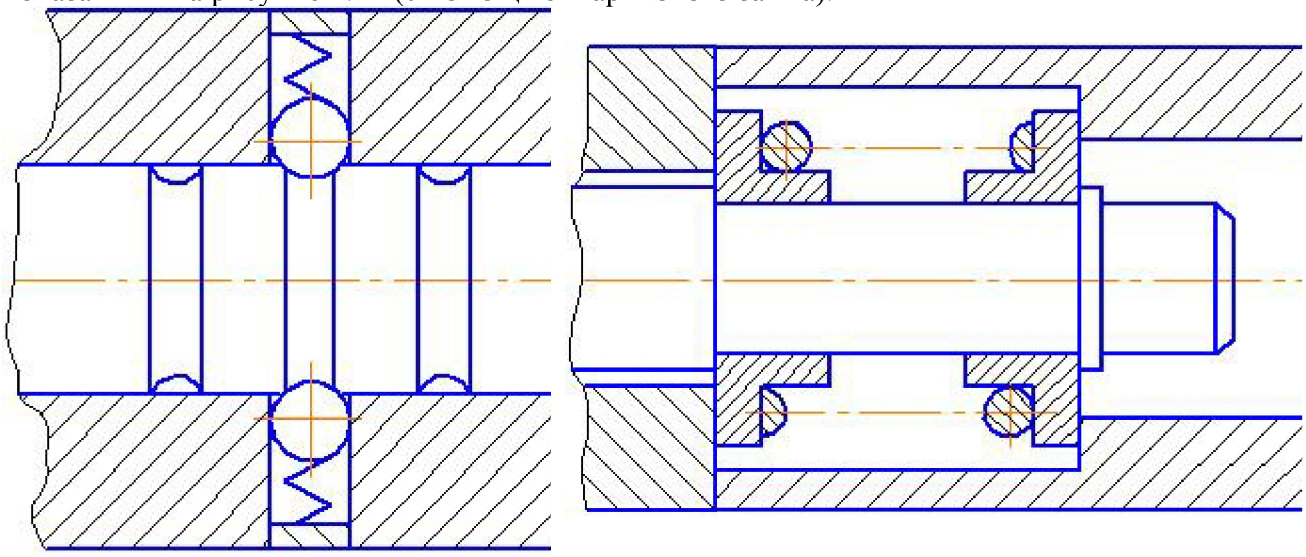


Рисунок 5.12 – Золотник последовательного действия с плавающей гильзой

Схема подобного золотника приведена на рисунке 5.12. В среднем положении плунжера входной канал “в” соединяется с выходным каналом “d” и не соединяется с каналами “а” и “с” питания гидродвигателя. В таких системах выходной канал первого золотника соединяется с выходным каналом второго и так далее.

Фиксация золотника в заданных положениях осуществляется с помощью устройств, показанных на рисунке 5.13 (с помощью шарикового замка).



а) б)

Рисунок 5.13 – Устройство для фиксации золотника

В случае необходимости возвращения золотника в нейтральное положение обычно применяют центрирующую пружину (рисунок 5.13 б).

В практике конструирования гидрораспределителей приняты три конструктивные схемы:

1. В момент переключения все точки подключения на короткий срок разъединяются. Такое перекрытие золотника называется положительным. При этом исключается самопроизвольное движение гидропривода.

2. В момент переключения все точки соединены. При этом может возникнуть самопроизвольное движение гидропривода, что нежелательно. Указанное перекрытие золотника называется отрицательным.

3. В момент переключения одновременно все необходимые подключения закрываются и открываются. Такое перекрытие золотника называется нулевым. Характеристика перекрытия гидрораспределителя обычно приводится в каталогах в виде условного графического обозначения. Причем соединения показаны после выключения. Пример условного обозначения гидрораспределителя 4/3 (четырехлинейного трехпозиционного) с пружинным центрированием золотника, с управлением от двух электромагнитов показан на рисунке 5.14.

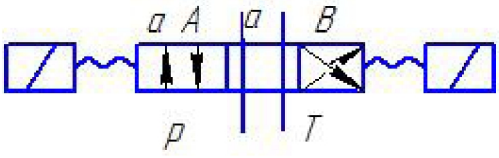


Рисунок 5.14 – Условное обозначение гидрораспределителя 4/3

При проектировании гидрораспределителей необходимо также учитывать их следующие особенности:

- ширина пояска золотника должна быть больше ширины окна во втулке, чтобы золотник мог полностью перекрывать окно и, следовательно, поток рабочей жидкости;

- расположение окон во втулке и поясков золотника должны быть согласованы между собой таким образом, чтобы закрытие или открытие каналов подачи и слива жидкости из

рабочего цилиндра происходило одновременно, а при перекрытии каналов оба канала: сливной и подачи – перекрывались;

- зазор между золотником и корпусом (или втулкой) должен обеспечивать минимальный переток жидкости, отсутствие гидравлического «защемления» золотниковой пары. Обычно зазор в паре составляет 0,010…0,012 мм, что одновременно обеспечивает удовлетворительную герметичность золотниковой пары;

- размеры гидрораспределителей определяются, в основном, расходом и допустимой скоростью жидкости в его каналах. Практически площадь любого внутреннего канала гидрораспределителя должна быть не менее 50% площади подводящей трубы, а скорость рабочей жидкости 6…10 м/с.

- золотник может защемляться из-за недостаточной жесткости деталей золотниковой пары. Чтобы это не происходило, в гидрораспределителях больших сечений применяют плавающие гильзы, которые помещают в корпусе по ходовой посадке и уплотняют резиновыми кольцами. Зазоры между гильзой и корпусом должны составлять 0,01…0,02 мм для диаметра меньше 30 мм, а 0,01…0,025 мм для диаметра гильзы больше 30 мм;

- для исключения заклинивания золотниковой пары большое значение имеют качество обработки и геометрия контактных поверхностей золотника и втулки. Обычно для разгрузки золотниковой пары выполняют искусственную конусность щели при окончательной обработке золотниковой пары. Эта конусность выбирается не более 25% величины положительного входного зазора.

5.1.ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗОЛОТНИКА

Размеры золотника определяются в основном расходом и допустимой скоростью масла в его каналах, которая, в свою очередь, зависит от давления в системе и назначения золотника.

Скорость течения жидкости в каналах корпуса золотника и в проточках плунжера выбирают, в целях уменьшения габаритов золотника, в 2-2,5 раза выше скорости жидкости в подводящих трубах; однако потеря напора в золотнике не должна превышать примерно 2% рабочего давления. Практически скорость выбирают равной 6-8 м/сек.

Потери давления ΔP в золотнике можно рассчитать по выражению:

$\Delta P \approx 8{,}5 \cdot 10^{-5} \cdot Q^{2{,}1} МПа$,

где Q - расход жидкости в л/мин.

Иногда внутренние каналы в золотнике выбирают такими, чтобы площадь сечения потока жидкости в любом месте канала была не менее 50-75% площади сечения трубы.

Допустимая величина утечек жидкости в золотнике зависит от типа и назначения гидросистемы. Так, например, допустимая утечка через золотники и клапаны, применяемые в станкостроении, обычно не превышает 3-15 $см^3 / мин$. При давлении 6,0 МПа при работе с высокими давлениями и большими расходами утечка через золотники допускается до 200-400 $см^3 / мин$.

Для обеспечения требуемой герметическости минимальный диаметральный зазор в золотниках должен быть 0,004-0,01 мм.

При более жестких требованиях диаметральный зазор для диаметров золотника 25 мм и давления Р=150 $кг / см^3$ составляют 0,004-0,007 мм.

Ниже приведены ориентировочные данные по величинам утечки через зазоры золотника диаметров 16 мм при давлении Р=15,0 МПа и вязкости масла 30сСТ.

Диаметральный зазор в мм	….	0,083	0,096	0,109	0,1168
Утечка в каплях в минуту	….	100	200	300	400

При выборе зазоров необходимо учитывать температурное расширение материалов, из которых изготовлены детали плунжерной пары.

Величину минимального зазора в золотнике при изготовлении его деталей материалов с различными коэффициентами линейного расширения определяют по выражению:

$$S_{t_1} = S_{t_0} + d\left[\beta\left(t_ц - t_0\right) - \alpha\left(t_n - t_0\right)\right] \quad (1)$$

где S_{t_1}, S_{t_0} - величины диаметральных зазоров при температурах t и t_0;

t_0 - исходная температура, соответствующая диаметральному зазору по производственному допуску;

$t_ц, t_n$ - средняя температура цилиндра и плунжера;

d - диаметр плунжера золотника;

β и α - коэффициенты температурного расширения материала цилиндра и плунжера золотника.

Так как температуры цилиндра $t_ц$ и плунжера t_n обычно равны средней температуре системы t, формулу (1) можно упростить:

$$S_t = S_{t_0} + d\left(\beta - \alpha\right)\left(t - t_0\right)$$

При соответствующем подборе материалов для изготовления цилиндра и плунжера можно получить плунжерную пару с незначительной зависимостью утечек от температуры.

В таблице 1 приведены рекомендуемые допуски для изготовления плунжерных пар.

Таблица 1 – Рекомендуемые допуски для изготовления плунжерных пар

Диаметр в мм	Допуск на диаметр отверстия в мм 10^{-2}	Допуск на диаметр поршня в мм 10^{-2}	Минимальный зазор в мм 10^{-2}	Максимальный зазор в мм 10^{-2}
6	+0,6-0	0-0,4	0,25	1,25
12	+0,75-0	0-0,5	0,50	1,75
20	+1,0-0	0-0,6	0,75	2,40
25	+1,2-0	0-0,75	0,12	3,25
50	+1,5-0	0-1,0	0,20	4,50
75	+2,0-0	0-1,2	0,25	5,75
100	+2,0-0	0-1,2	0,31	6,30
150	+2,5-0	0-1,5	0,43	8,25
200	3,0-0	0-2,0	0,50	10,00

5.2.СИЛА ТРЕНИЯ ПЛУНЖЕРОВ

Одним из основных параметров плунжерной пары, определяющих ее качество, является трение при страгивании плунжера с места, величина которого для реальной пары зависит от величины давления жидкости, увеличиваясь с увеличением последнего, а также от правильности геометрических форм плунжера и гильзы и соосности их расположения.

Практически зависимость силы трения от величины перепада давления для распространенных в практике величин давления (до 20,0 Мпа) имеет линейный характер.

Ориентировочно усилие для перемещения плунжера золотника можно подсчитать по выражению:

$$F = k \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \text{ кгс},$$

Где d – номинальный диаметра плунжера в см;

l – максимальная длина, на которую может действовать одностороннее давление жидкости;

p – максимальное давление в МПа;

f – коэффициент трения (f=0,05);

k – коэффициент, характеризующий точность изготовления деталей золотника (k=0,15÷0,3), причем более высокое значения k соответствует малым значениям d и l.

Кроме того, трение зависит от продолжительности пребывания плунжера в покое под давлением.

Практически усилие, необходимое для перемещения плунжера золотника диаметром 20 мм при перепаде давления жидкости 100 МПа, после пребывания золотника в неподвижном состоянии в течение 5-8 мин, обычно составляет 2,5-3 кг. В отдельных случаях это трение достигает такой величины (до 50 кгс при P=25,0 МПа), что происходит фактическое защемление плунжера в гильзе; для перемещения его после страгивания с места требуемое усилие зачастую составляет не более 1% этой величины.

Трение плунжера возникает в основном в результате неравномерного распределения давления жидкости в радиальном кольцевом зазоре, образованном плунжерами гильзой, ввиду чего возникает сила, поджимающая плунжер к одной стороне. Последнее обусловлено в основном перекосами оси плунжера относительно расточки в корпусе, а также неправильной геометрией (конусностью) поясков золотника или отверстия в гильзе. Исключением является конусность, при которой образуется щель, сужающаяся в направлении потока утечек жидкости; при этом возникают радиальные силы давления жидкости, стремящиеся совместить ось золотника с осью отверстия в гильзе. Учитывая это плунжер рекомендуется выполнять с некоторой минимальной (несколько микрон) конусностью, обращенной вершиной конуса в сторону высокого давления. Практически может быть рекомендована конусность, равная 0,25*c, где c – номинальный входной зазор.

Подобная конусность может образоваться также вследствие деформации плунжера и гильзы золотника под действием давления жидкости, в результате чего сила трения по достижении определенного давления понижается и может достигнуть практически нулевого значения.

При недостаточной жесткости корпуса и прочих деталей золотника повышение давления жидкости может вызвать, в результате их деформации, механическое защемление плунжера. Во избежание этого применяют плавающие гильзы, которые помещают в корпус с небольшим зазором (см. рисунок 12).

В большинстве случаев гильзу помещают в корпус золотника по скользящей посадке 2-го класса точности и уплотняют круглыми резиновыми кольцами. Практически зазоры между гильзой и корпусом составляют 0,01-0,02 мм для диаметра гильзы меньшем 30 мм и 0,01-0,025 мм – для диаметра гильзы больше 30 мм.

5.3.ВЛИЯНИЕ НА ТРЕНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ МАСЛА МЕХАНИЧЕСКИМИ ЧАСТИЦАМИ

Сила трения частично обусловлена попаданием в зазоры между сопрягаемыми поверхностями плунжера и гильзы, находящейся в масле, грязи и смолисто-асфальтовых образований масла. Испытания показали, что при особенно тщательной фильтрации жидкости усилие трения (защемления) уменьшается примерно в 2 раза.

5.4.ОБЛИТЕРАЦИЯ ЩЕЛИ

Интенсивность защемления плунжера зависит также от физико-молекулярных свойств жидкости и связана с явлением заращивания (облитерации) щели на поверхностях деталей (свойством граничного слоя жидкости), причем усилие, необходимое для страгивания плунжера с места, с увеличением времени пребывания плунжера в покое увеличивается в такой же степени, в какой при этом уменьшается расход (утечка) жидкости через щель.

При облитерации щели происходит сращивание фиксированными слоями молекул поверхностей гильзы и плунжера; чтобы стронуть его с места, необходимо приложить

усилие, способное разрушить прослойку из молекул, связывающую поверхности гильзы и плунжера. В результате рассмотренных выше процессов развиваются значительные силы трения покоя плунжера, которые могут в десятки и сотни раз превышать силы, действующие после страгивания плунжера с места.

Способы уменьшения сил трения

Высокие силы трения обусловлены в основном схватыванием металлов плунжера и гильзы, могущем произойти при известных условиях нагружения, определенном качестве материалов, из которых изготовлены плунжер и гильза, и качестве обработки. Поскольку схватыванию менее подвержены твердые и легко окисляющиеся материалы, то от твердости сопрягаемых поверхностей частично зависит сила трения плунжерной пары, которая уменьшается с увеличением твердости. С этой же целью на поверхности гильзы и золотника рекомендуется наносить окисные сульфидные, фосфатные и другие покрытия, которые препятствуют возникновению схватывания металлов золотника и гильзы.

Опыт показывает, что трение плунжера золотника уменьшается, если в линии слива имеется подпор (0,5…0,6 МПа).

Силы трения значительно снижаются при уменьшении неуравновешенных радиальных сил давления жидкости на плунжер. Наиболее простым способом снижения указанных сил давления жидкости является прорезание на поверхность плунжера или гильзы кольцевых канавок, которые выравнивают давления в зазоре по окружности и тем самым уменьшают неуравновешенность радиальных сил давления жидкости на плунжер, в результате чего трение может быть уменьшено во много раз.

Ширину канавки следует выбирать такой, чтобы сопротивление канавки потоку жидкости было незначительным по сравнению с величиной сопротивления в зазоре между плунжером и гильзой. Так как радиальные зазоры в плунжерных парах измеряются микронами, ширина канавки может быть настолько малой, насколько это позволяет технология изготовления. Канавки прорезают обычно шириной 0,5-1 мм и глубиной 0,8-1,0, расстояние между осями канавок равно 1 мм и меньше; число канавок должно быть возможно большим.

Так как канавки уменьшают длину уплотняющей части щели, т.е. уменьшают длину пути утечек, то их величина при наличии канавок обычно несколько превышает эту же величину для плунжеров без канавок. В отдельных случаях утечки при наличии канавок уменьшаются, это объясняется тем, что они способствуют центрированию плунжера.

Для уменьшения указанных сил можно также применять пары со щелью, сужающейся в осевом направлении по движению утечек жидкости. Подобная щель обычно достигается применением плунжера с небольшой конусностью, вершина которой обращена в сторону высокого давления. При этом для получения разгружающего эффекта достаточна конусность h=0,001÷0,002 мм, которую можно получить при соответствующей технологии окончательной обработки (притирки) плунжера или отверстия гильзы. Этот способ неприменим в тех случаях, когда возможен реверс давления.

Один из способов разгрузки золотника от неуравновешенных радиальных сил (рисунок 5.15) заключается в том, что на поясках плунжера золотника выполнены 4-6 небольших отверстия, расположенных диаметрально противоположно, которые через жиклерные отверстия «а» (диаметром 0,2÷0,3 мм) соединяются с полостью рабочего давления.

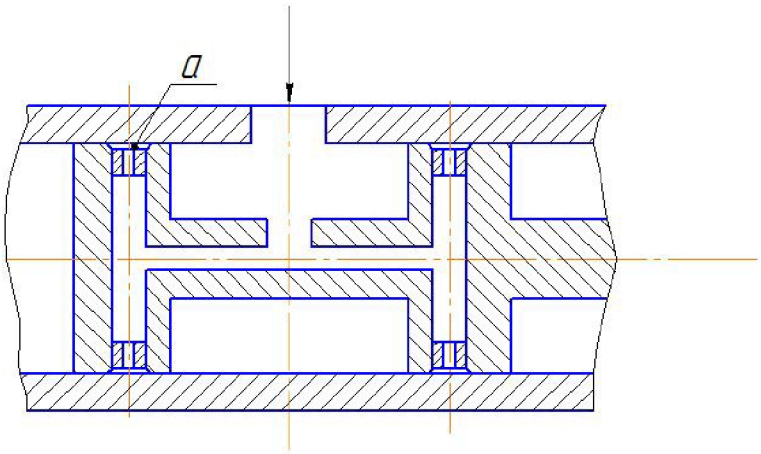


Рисунок 5.15 – Схема разгрузки золотника от силы трения

Если зазор вследствие радиального смещения плунжера на одной стороне увеличится, то давление в зазоре на этой стороне упадет, давление же на противоположной стороне возрастет; в результате возникнет сила, стремящаяся сместить плунжер к центру.

Для центрирования плунжеров часто используют утечки жидкости. Для этого на крайних поясках плунжеров (рисунок 5.16) выполняют (фрезеруют) четыре симметрично расположенные лыски 2, которые сверлениями 3, выполненными в теле плунжера соединяются с противолежащими лысками 5, расположенными на этом же пояске со стороны слива. Лыски 5 должны иметь примерно в 2 раза большую площадь и располагаются на некотором расстоянии от лысок 2 в сторону слива. По обе стороны лысок выполнены круговые проточки 1 и 4.

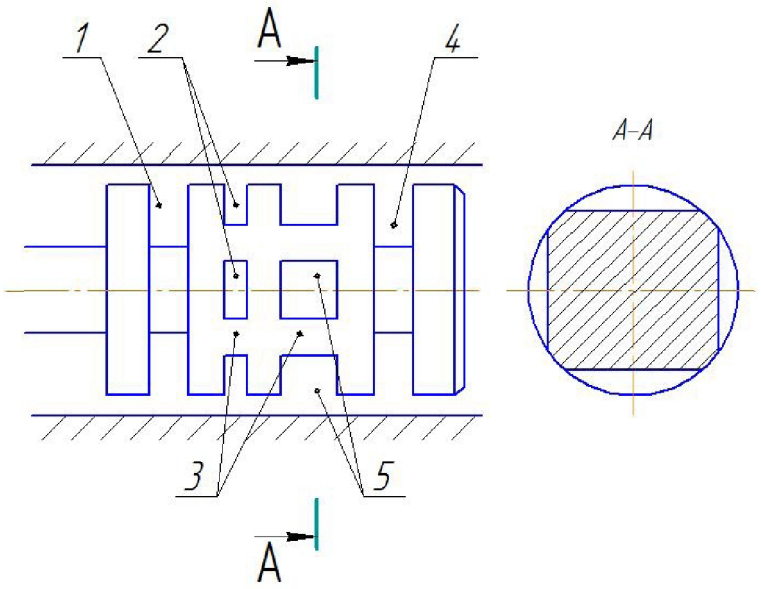


Рисунок 5.16

При радиальном смещении плунжера в какую-либо сторону радиальный зазор между плунжерами и гильзой с одной стороны будет уменьшаться и с другой увеличиваться.

В результате перетекание жидкости из соответствующей проточки в полость лысок будет затруднено и с противоположной – облегчено, что приведет к перераспределению давлений в полостях лысок и к появлению сил, стремящихся центрировать плунжер.

5.5.ТРЕБОВАНИЯ К ЗОЛОТНИКАМ

Основным требованием, предъявляемым к золотникам, является обеспечение ими герметичности, что достигается выполнением соответствующего зазора в сопрягаемой паре.

В связи с этим следует указать, что существуют понятия: диаметральный зазор S_d, представляющий собой разность номинальных размеров диаметров гильзы цилиндра $D_ц$ и плунжера $D_п$, $S_d = D_ц - D_п$; радиальный зазор S_p - односторонний зазор между гильзой и плунжером при соосном расположении последнего в гильзе.

$$S_p = \frac{D_ц - D_п}{2} = R_ц - R_п,$$

где $R_ц$ и $R_п$ - радиусы гильзы и плунжера.

Практический зазор между плунжером и гильзой золотника не должен превышать 2,5-3 мк на каждые 20-25 мм диаметра плунжера.

Ниже приведены рекомендуемые зазоры между гильзой и плунжером.

Диаметр плунжера в мм	20	20-40	40
Диаметральный зазор в мм	0,005-0,01	0,008-0,015	0,01-0,2

Если это не противоречит другим требованиям, необходимо обеспечить надежное разделение поясками плунжера рабочих и сливных каналов (окон) для чего пояски должны быть достаточной ширины.

Размеры диаметра и длину плунжера золотника, а также величину его хода выбирают с учетом обеспечения требуемого расхода жидкости при допустимом сопротивлении потоку жидкости. При этом следует стремиться, чтобы ход золотника был минимальным.

При выборе диаметра исходят также из необходимости уменьшения трения. Так как трение плунжера золотника зависит от его диаметра, его размер выбирают минимальным, ввиду чего важно правильно выбрать сечения маслопроводных каналов.

Золотники со ступенчатыми плунжерами применять не рекомендуется, так как в этом случае трудно обеспечить необходимую соосность ступеней.

5.6.ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ

Для предотвращения защемления при изменении температуры плунжеров или образования больших зазоров плунжеры и гильзы золотников должны быть изготовлены из однородного материала. Для изготовления плунжеров и гильз обычно применяют цементируемые стали с поверхностной закалкой до HRC 60-64.

С точки зрения износостойкости и отсутствия поводок деталей после термообработки хорошо зарекомендовало себя следующее сочетание материалов для изготовления плунжерных пар:

1. Плунжер – из стали 18ХНВА с цементацией на глубину 0,9-1,2 мм, закаленный с высоким отпуском до получения твердости HRC 60-64;
2. Гильза из стали 40ХНМА с закалкой и высоким отпуском до твердости HRC 29-33.

После предварительного шлифования с припуском под окончательное шлифование и притирки плунжер и гильза должны быть подвергнуты искусственному старению в масляной ванне в течение 8-10 г при 150□ С. Чистота сопряженных поверхностей должны быть не ниже 10-11-го класса (ГОСТ 2789-59).

Плунжеры изготовляют также из высокоуглеродистых сталей У10 и У12 или из стали 45 с закалкой т.в.ч. до HRC≥50/

Повышение твердости плунжерной пары уменьшает вероятность ее закливания при попадании в зазоры твердых частиц, которые в этом случае обычно разрушаются твердыми рабочими поверхностями. Кроме того, повышение твердости уменьшает возможность схватывания материалов. Рабочие поверхности плунжера и гильзы обычно притирают.

Корпуса золотников нередко изготовляют (в частности, для гидросистем прессов) из чугуна марки МСЧ32-52.

Для уменьшения возможности заклинивания плунжеров при работе на загрязненной жидкости проточки на плунжере и окна гильзы выполняют с острыми кромками, что способствует перерезанию неметаллических частиц грязи.

Необходимо обеспечить жесткость корпуса золотника, чтобы он не деформировался под действием сил давления жидкости, а также при затяжке болтов и штуцеров, так как деформация корпуса может вызвать при малых зазорах заклинивание плунжера.

ХРОМИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР

Для повышения износостойкости плунжерных пар применяют хромирование рабочих поверхностей плунжеров электролитическим способом, что повышает срок их службы в 1,5-2 раза. Толщина хромового покрытия 18-25 мк. Для изготовления плунжеров в этом случае можно применять легированные стали и углеродистую сталь 45.

ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ЗОЛОТНИКОВ

Обработка гильз и плунжеров золотников по точности соответствует 2-му классу и по чистоте 10-му классу (ГОСТ 2789-59). Наиболее распространенной обработкой плунжеров является суперфиниширование и отверстий гильз – хонингованные. Рекомендуется травление сопрягаемых поверхностей в 1%-ном растворе азотной кислоты.

В отдельных случаях чистота поверхностей плунжерных пар доводят до 11-го класса чистоты (0,5-0,1 мк).

5.7.ПЛОСКИЕ ЗОЛОТНИКИ

При изготовлении цилиндрических золотников высокой точности трудности возникают в основном из-за сложности механической обработки и контроля качества внутренней рабочей поверхности втулки золотника. В связи с этим представляет интерес конструкция, имеющая доступ к этой поверхности. Распределитель с плоским золотником прост в изготовлении и обеспечивает высокую, практически абсолютную герметичность, более технологичен в изготовлении. Уплотнение скользящей пары золотника достигается тщательной обработкой его рабочих поверхностей и поверхностей детали, соприкасающихся с ним.

В последние годы такие распределители получили широкое применение в авиационных гидросистемах. Гидрораспределители с плоским золотником могут быть с ручным (рисунок 5.17), электромагнитным (рисунок 5.18) и другими видами управления.

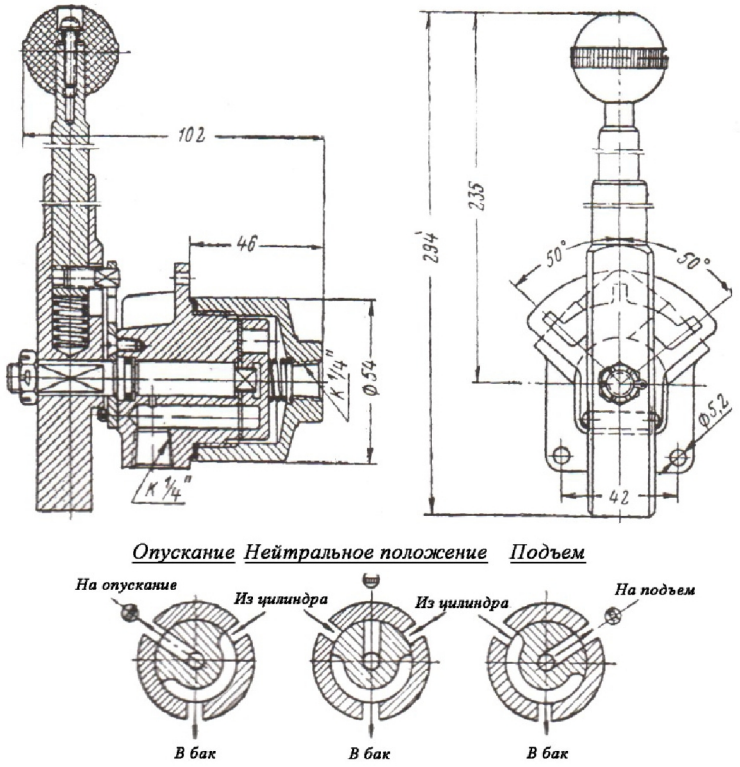


Рисунок 5.17 – Гидрораспределитель с плоским золотником и ручным управлением

Четырехходовой трехпозиционный плоский золотник (рисунок 5.18) в нейтральном положении отключает рабочие линии, соединенные с силовым цилиндром от линии источника давления и сливного трубопровода. Указанный золотник применяют при рабочих давлениях до 300 кг/см² и температурах +100÷-60□ С; вес золотника при расходе 75 л/мин составляет 1 кг.

Принцип действия золотника показан на схеме (рисунок 18). Каждый из двух электромагнитов 1 и 2 соединяется с шариковыми клапанами 12 и 3. Когда электромагниты не возбуждены, клапаны 12 и 3 прижаты к верхним седлам, и жидкость под давлением проходит через эти клапаны, оказывая одинаковое действие на внутренние 5 и 10 и наружные 4 и 11 кольцевые поршни. Наружные поршни 11 и 4 прижаты к упорам на внутренних концах цилиндров ввиду чего плоский золотник 9 центрируется, блокируя рабочие выходные окна 8 и 7. При включении электромагнита 1 соответствующий клапан 12 опустится в нижнее положение, отключив линию давления от поршней 11 и 10 и соединив их со сливным трубопроводом, идущим к гидравлическому резервуару, так, что давление на поршнях уменьшится. При этом давление жидкости, действующее на внутренний поршень 5, переведет золотник 9 в положение, при котором жидкость под давлением будет проходить через центральное окно 13 и далее через рабочее окно 8 к цилиндру.

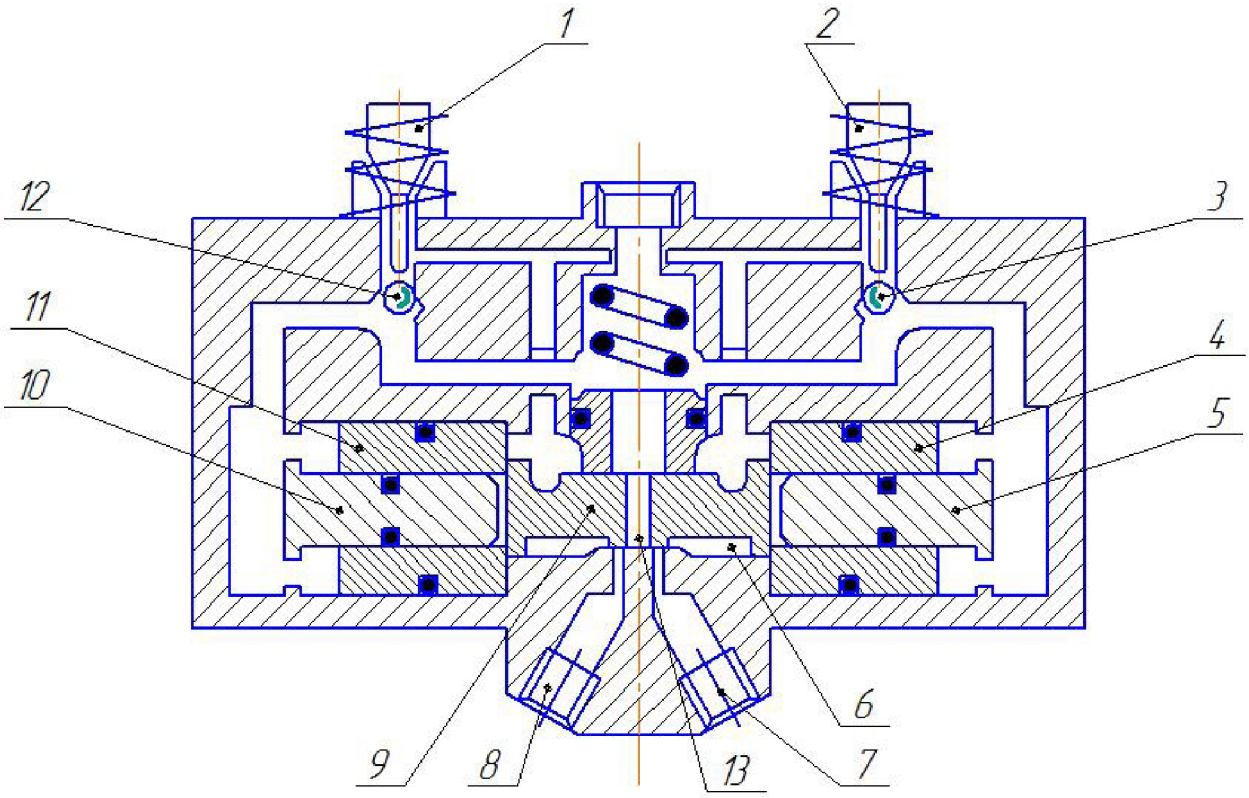


Рисунок 5.18 – Схема распределителя с плоским золотником и серводействием

Жидкость, вытесняемая из нерабочей полости цилиндра, поступает в распределитель через второй канал 7, который в этом случае соединяется через камеру (канал) 6 со сливной линией. Это продолжается до тех пор, пока соленоид будет выключен. После включения клапан 12 возвращается в своё верхнее седло, в результате чего равновесие сил давления восстанавливается и золотник возвращается в центральное положение.

При включении электромагнита 2 системы действует в обратном направлении. В этом случае жидкость направляется к каналу 7, а окно 8 соединяется со сливной линией. Золотник перемещается от нейтрального в любое крайнее положение до 0,1 сек. и возвращается в нейтральное положение за 0,03 сек.

В зависимости от расхода через гидрораспределитель и условного прохода можно рекомендовать следующие виды управления:

Вид управления	Максимальный условный проход, мм	Максимальное давление, МПа	Максимальный расход, л/мин
Ручное	32	32	1100
Механическое	10	32	100
Гидравлическое	100	35,0	7000
Пневматическое	25	32,0	100
Электрическое	10	32,0	100
Электрогидравлическое	100	35,0	7000

5.7.1.ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ДОВОДКИ ПЛОСКИХ ЗОЛОТНИКОВ И ИХ КОНТРОЛЬ

Работоспособность всех распределительных кранов с плоскими золотниками зависит от качества изготовления плоскости золотника и плоскости зеркала.

Основными требованиями при их изготовлении являются:

1. Высокая чистота сопрягаемых поверхностей золотниковой пары ∇ 10 - ∇ 12
2. Плоскостность в пределах 0,03 мк.

Кроме того, к конструкции золотника и зеркала предъявляются требования отсутствия различного рода карманов, мест с наличием окалины и заусенцев, способных попасть на зеркало в процессе работы. Для их удаления в случае попадания на золотнике должны быть отсечные кромки, которые смывают их.

Для того, чтобы получить высокую чистоту на золотнике достаточно правильно подобрать материал и вид термической отработки, тогда пользуясь методами притирки и доводки можно получить заданные классы чистоты ∇ 10 и ∇ 12.

Значительно сложнее получить по сравнению с чистотой высокую плотность.

Доводка поверхности - операция, требующая практического опыта и особых производственных условий.

При доводке плоскостей используется следующее оборудование:

1. Три доводочные шаржированные плиты.
2. Стеклянную плиту.
3. Брусок "Арканзас".
4. Из материалов используются вата, стеарин и др.

На рабочем месте обычно бывает три доводочные и одна притирочная плита. На этой плите притирают все три доводочные плиты для полученя одинакового качества рабочих поверхностей. Притирочные плиты должны в свою очередь притираться друг к другу по методу трёх плит.

Правку доводочных плит производят периодически при обнаружении погрешностей их рабочих поверхностей. Сроки притирки плит зависят от степени их эксплуатации.

Шаржирование плит заключается во втирании зерен абразива в рабочую поверхность плиты для придания ей режущих свойств.

Все три доводочные плиты шаржируются различно. На первую плиту наносят более толстый, а на третью плиту самый тонкий слой абразива. Недостаточно шаржированные или изношенные доводочные плиты вызывают в доводимой поверхности деталей желтизну, подобную прижогу.

На доводочную плиту кладут притираемую деталь и прижимают её пальцами обеих рук таким образом, чтобы она всеми точками прилегала к поверхности доводочной плиты. Затем деталь легким равномерным нажимом притирают на плите. Если деталь круглая, то доводку производят смешанными движениями, то есть возвратно поступательными и круговыми.

5.7.2.КОНТРОЛЬ

Проверку плоскостности поверхности золотника производят с помощью плоских стеклянных пластин 1-го класса точности. При этом определение величины изгиба интерференционных полос, характеризующих плоскостность проверяемой детали, производят невооруженным глазом.

Определение величины изгиба интерференционных полос производят следующим образом. На проверяемую поверхность накладывают стекло, таким образом, чтобы в поле зрения были видны интерференционные полосы. Слегка нажимая на стекло, добиваются удобного для отчёта расположения интерференционных полос. Если полосы суживаются, то в месте нажатия лежит ребро воздушного клина, если же полосы расширяются, то в месте нажатия лежит сторона, противоположная ребру воздушного клина. Если выпуклость интерференционных полос направлена в сторону ребра воздушного клина, то поверхность

пластины вогнута, если выпуклость полос направлена в сторону противоположную ребру клина, то поверхность выпуклая.

Отклонение от плоскостности равно наибольшему из полученных отсчётов по полосе, умноженному на величину, численно равную половине длины волны монохроматического источника света.

Практически добиваются такого положения интерференционных полос, чтобы была минимальной, расположение равномерно по стеклу и не было расплывчатых пятен, что характеризует завалы плоскости по краям.

5.8.РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЗОЛОТНИКОМ

Величина давления жидкости, подводимой к золотнику, определяется

суммой сопротивлений, обусловленных нагрузкой на поршень силового цилиндра (полезным сопротивлением), гидравлическим сопротивлением на пути движения жидкости в цилиндр (включающим сопротивление щелей золотника), а также гидравлическим сопротивлением на пути отвода жидкости из цилиндра.

6.РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ПРЕЦИЗИОННЫЕ ПАРЫ

Рабочим телом в гидравлических системах летательных аппаратов и естественно в гидрораспределителях является малосжимаемая вязкая жидкость, к которой предъявляются следующие требования:

1) удельный вес не должен превышать 1 г/см^3;
2) индекс вязкости должен быть высоким, т.е. вязкость жидкости должна незначительно изменяться с температурой;
3) достаточно широкий диапазон рабочих температур (от + 200 до - 70□ С);
4) сохранение неизменными смазочных свойств во всем диапазоне рабочих температур;
5) при длительном хранении жидкость не должна расслаиваться или разлагаться;
6) безопасность в обращении, т.е. не быть токсичной, особенно в распыленном состоянии;
7) высокая температура вспышки;
8) неспособность к вспениванию;
9) жидкость не должна разлагать уплотняющие материалы и не вызывать коррозию металлических деталей;
10) не изменять свои характеристики и не разлагаться при многократном прокачивании насосом под давлением не ниже 280кг/см^2;
11) дешевизна в изготовлении и наличие в достаточных количествах исходного сырья.

В настоящее время получены гидрожидкости достаточно полно удовлетворяющие указанным требованиям и их можно разделить на следующие группы:

1) минеральные (на нефтяной основе);
2) растительные (на основе касторового масла);
3) водные (на основе водогликолевых смесей);
4) синтетические (на основе эфиров и силиконов);
5) галогенированные углеводороды.

В таблице 6.1 приведены жидкости, применяемые в настоящее время в Англии и США, имеющие официальную спецификацию.

Таблица 6.1 – Рабочие жидкости гидросистем, имеющие официальную спецификацию

Английское обозначение	Американское обозначение	Международное обозначение	Примечание
DTD-585	MIL-0-5606	ОМ-15	На минеральной основе. Применяется широко
DTD-388	AC-3586 C Категория A	OF-30	На основе касторового масла. Применяется для амортизационных стоек
DTD-641	AC-3586 C Категория C, легкое	OF-5	На основе касторового масла. Заменяется маслом Lockheed-22. Имеет ограниченное применение
DTD-900/4081 (Lockheed-22)	-	-	На касторовой основе. Обладает хорошими свойствами при низкой температуре

В последние годы за рубежом получили применение и другие марки (см. таблицу 6.2), особенно Skydrol.

Таблица 6.2 – Наименования применяемых марок жидкости

Наименование или марка жидкости	Основа	Цвет	Примечание
Hydrolube U-4	Водогликолевая	-	Негорючая. Экспериментально применяется в США
EEL-6	Водогликолевая	-	Негорючая. Находится в стадии экспериментальной доработки
Skydrol	Фосфорные эфиры	Тип 7000 зеленый Тип 500 пурпурный	Термостойкая. Разработана в США. Удельный вес 1,08
RPM-жидкость	Галогенированные углеводороды	-	Негорючая. Разработана в США. Удельный вес 1,51

От типа жидкости зависит и сорт резины, применяющейся в гидросистемах для уплотнений и прокладок. Например, жидкости на растительной основе требуют уплотнений и прокладок из натуральной резины, на минеральной или водной основе — из синтетической резины и на синтетической основе или из галогенированных углеводородов — специальных сортов синтетической резины. Отсюда следует, что в одной и той же гидравлической системе при переходе с одного типа жидкости на другой требуется соответствующая замена всех уплотнений и прокладок.

При проектировании гидросистемы сорта используемых в ней жидкости и резины для уплотнений должны выбираться взаимосвязано. В каждом конкретном случае должен быть подобран сорт резины, размеры уплотняющих деталей и способы их обработки.

Разные жидкости можно отличать друг от друга по цвету, для этого в них добавляют небольшое количество какого-нибудь красителя. Для более точного определения сорта жидкости необходимо проверить ее удельный вес и вязкость, что требует

соответствующего лабораторного оборудования. Кроме того, жидкости на минеральной основе (минеральное масло) можно отличить от жидкостей на растительной основе (касторовое масло) путем смешения в пробирке некоторого их количества со спиртом: минеральное масло быстро отслаивается от спирта, а касторовое смешивается с ним.

За рубежом жидкости окрашивают в следующие цвета:

DTD-391 – голубой;

DTD-585 – красный;

DTD-641 – коричневато-желтый;

DTD-900/4081 (Lockheeв-22) – желтый;

MTL-F-7083 – светло-янтарный.

Жидкости на основе касторового масла тяжелее минеральных, на водяной основе – тяжелее касторовых, а жидкость Skydrol тяжелее всех прочих. Окраска жидкостей облегчает обнаружение мест утечек ее через уплотнения в различных соединениях.

В России для авиационных гидравлических систем применяют жидкость АМГ-10, окрашенную в красный цвет.

В Англии и США наибольшее применение в авиации находит жидкость DTD-585 (MIL-0-5606) следующего состава:

высокоочищенная легкая нефтяная фракция 60-80%

высокоочищенная тяжелая нефтяная фракция.....15-30%

загуститель (полиалкилметилакрилат).....4-8%

ингибитор окисления.....0,1-0,5%

трикрезилфосфат.....0,5-0,75%

краситель.....0,002%

Основные технические характеристики этой жидкости:

- вязкость 500 сст при температуре -40□ С;
- вязкость 10 сст при температуре +50□ С;
- вязкость 1,9 сст при температуре +200□ С;
- температура застывания -67□ С;
- стабильность при низких температурах;
- не вызывает коррозии;
- удовлетворительная стабильность к засорению механической пылью.

Отечественная жидкость АМГ-10 имеет удельный вес γ=850 кг/м³ и следующую вязкость в сантистоксах:

10 при температуре +50□ С,

1250 при температуре - 50□ С.

Кроме АМГ-10 в России в авиации применяются гидрожидкости 7-50С3 и YU:-4 – аналог Skydrol.

6.1.ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР

Практикой установлено, что кроме вязкости на герметичность прецизионных пар оказывает влияние облитерация. Явление это заключается в том, что при течении вязкой рабочей жидкости (РЖ) под давлением через узкие щели (порядка нескольких микрометров) со временем они сужаются («зарастаются») и расход РЖ уменьшается, а иногда прекращается полностью. Время этого процесса может составлять от нескольких до тысяч секунд.

Это явление может быть вызвано двумя причинами. Первая сводится к наличию содержащихся в ней загрязняющих частиц, размеры которых соизмеримы с размерами щелей. Такие частицы постепенно полностью забивают щели. Эта причина устраняется очисткой РЖ от загрязнений с помощью соответствующих фильтров.

Вторая причина связана с тем, что в РЖ для улучшения свойств вводят так называемые поверхностно активные вещества (ПАВ), состоящие из полярно-активных молекул. В процессе течения через щели РЖ происходит адсорбция этих молекул на

внутренней поверхности щели. Адсорбция является многослойной, щели постепенно сужаются и, наконец, полностью закрываются, а расход прекращается. Здесь фильтрация не помогает.

Толщина образующего слоя в зависимости от свойств РЖ может составлять 0,1…10 мкм. Рост 1-го слоя происходит благодаря прогрессирующему росту последующего слоя. Этот процесс называется «сольватизация» (т.е. это взаимодействие частиц растворенного вещества и растворителя).

Прогрессирующая сольватизация лежит в основе постепенного роста, гидравлического сопротивления щелей с относительно неподвижными поверхностями, т.е. при отсутствии механического воздействия. Установлено:

- облитерация повышает герметичность зазоров в 2-4 раза с многократным увеличением потребной силы для перемещения золотника,
- процесс облитерации скоротечен и приводит к «заращиванию» относительно больших зазоров в течении 3-10 сек.,
- облитерация происходит интенсивнее при протекании через щелевые зазоры РЖ с уменьшением вязкости и повышением перепада давлений.

Мультимолекулярный слой, образование которого вызывает облитерацию зазоров, легко разрушается при определенном механическом воздействии, например, при смещении золотника относительно втулки или заслонки относительно сопла, при продольной или поперечной вибрации и т.п., а расход РЖ восстанавливается до первоначального. Этот процесс взаимодействия неизменно повторяется.

Время полного заращивания щели можно определить по формуле:

$$t = \sqrt[3]{18\frac{L^4 \cdot h \cdot \mu^2}{\Delta p^2 \cdot N \cdot \upsilon \cdot \beta}},$$

где

L, h – длина и высота щели;

Δp – перепад давления на щели;

N – число молекул в единице объема жидкости;

υ - объем одной молекулы поверхностно-активного вещества (ПАВ);

$\upsilon = a^3$ (a – характерный размер молекулы);

β - константа, определяемая способом взаимодействия молекул ПАВ с РЖ, $\beta \approx 3.6 \cdot 10^{-37} м^5 / с$ (Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод, учебное пособие в 2 частях. Часть 1: Основы механики жидкости и газа, 2-е издание. Перераб. и доп. М.: МГИУ, 2003, 192 с.)

Произведение $N \cdot \upsilon$ представляет собой относительную объемную долю ПАВ в жидкости, принято, что $N \cdot \upsilon \approx 10^{-2}$.

Скорость в центре потока вдоль щели при отсутствии облитерации вычисляют по формуле:

$$U = \frac{\Delta p \cdot h^2}{8\mu \cdot L}.$$

При синусоидальном движении одной стенки относительно другой предельная скорость, при которой нет облитерации определяется выражением:

$$U_{cm} = \frac{h}{4}\sqrt[6]{\frac{30\beta \cdot \Delta p^5}{\mu^5 \cdot L^4 \cdot h}}.$$

Под совместимостью понимается отсутствие взаимодействия РЖ с веществами и материалами с которыми она (РЖ) соприкасается в процессе работы или случайно и материалы должны быть инертны по отношению друг к другу.

Особо сделает отметить совместимость РЖ с эластомерами (резинами). Процесс набухания обусловлен диффузионной проницаемостью РЖ в объем резины и состоит из

растворения ее в поверхностном слое и последующей миграции в объем под влиянием градиента концентраций до тех пор, пока не установится одинаковая концентрация по всему объему. Процесс сопровождается изменением массы и объема эластомера (резины) и протекает нестационарно до достижения равновесного состояния. Степень набухания эластомера зависит от ее состава и состава РЖ. Степень воздействия РЖ на резину оценивают по параметру, называемому анилиновой точкой – критическая температура растворения углеводородов базовой жидкости в анилине в градусах Цельсия. Этот показатель может служить для ориентировочной оценки работы в РЖ резиновых уплотнений. Более объективную оценку дает сравнение с набуханием эталонной резины в различных РЖ.

При контактировании с РЖ возможно увеличение массы (объемов) резиновых деталей вследствие набухания или ее уменьшение в результате вымывания отдельных компонентов резины, а также изменение упругодеформационных характеристик резины. Первое приводит к так называемому «заклиниванию» подвижных частей изделия, второе к потере герметичности. Оценку набухания проводят в основном по изменению массы образца после контактирования с РЖ, которое не должно превышать 5…10% в зависимости от условий эксплуатации.

Гидролитическая устойчивость характеризует склонность РЖ к гидролизу в контакте с водой. Определяется она качественными и количественными изменениями происходящими в РЖ под воздействием воды при 94…96□ С в течение 48 ч. (изменение внешнего вида, кислотного числа). Существующие приборы типа VRC-500 позволяют в автоматическом режиме определять содержание воды в РЖ методом титрования пробы реактивом Фишера. Разработан оптический датчик мутности, который улавливает ослабление светового потока при попадании воды в РЖ.

Под радиационной стойкостью РЖ понимается их способность сохранить физико-химические и эксплуатационные свойства в условиях воздействия ионизирующих излучений в течение определенного времени или до поглощения определенной суммарной дозы этих излучений. При облучении РЖ всех типов наблюдается значительное увеличение кислотного числа, что свидетельствует о глубоких процессах их окисления, и происходит выделение газообразных продуктов: водорода, оксида и диоксида углерод, которые улетучиваются не сразу, а спустя некоторое время после начала облучения и насыщения ими РЖ, что отрицательно сказывается на работе гидроприводов.

Низкая вспениваемость – способность выделять воздух или другие газы при работе гидроприводов без пенообразования. Наличие в гидроприводе полостей, заполненных газом (или воздухом) приводит к неравномерному действию подвижных элементов системы и может стать причиной их разрушений.

Фильтруемость – важнейший показатель эксплуатационных свойств РЖ, характеризующий ее прохождение через фильтр с тонкостью фильтрации 1…3 мкм. Это обычно фильтровальная бумага марки БФДТ диаметром 17 мм, толщиной 0,33±0,03 мм и тонкостью отсева не более 3 мкм. Часть кроме частиц загрязнения, образующихся при производстве и эксплуатации задерживаются присадки, входящие в РЖ. За коэффициент фильтруемости принимают отношение времени фильтрации в секундах последних 2 см³ по времени фильтрации первых 2 см³ при проливе 45 см³ РЖ, то есть $K_{ср} = t_2/t_1$ (ГОСТ 1906, ГОСТ 22254). Для некоторых РЖ критичным для определения фильтруемости является присутствие воды до 0,03%, которая засоряет поры.

Для РЖ, работающих в гидроприводах в контакте с электроприборами важной характеристикой РЖ является диэлектрическая проницаемость, которая характеризует поляризацию диэлектрика под воздействием электростатического поля. Диэлектрическая проницаемость РЖ для гидропривода определяется составом и соотношением ее компонентов, строением вещества, характером межмолекулярных взаимодействий и зависит от внешних факторов (давления, температуры и т.д.). В переменном электрическом поле

одно и то же вещество в зависимости от частоты изменения поля может проявлять свойства проводника или диэлектрика.

Стабильность РЖ

Физическая – способность РЖ длительно сохранять свои первоначальные физические свойства (вязкость, плотность, смазывающая поверхность) в процессе работы при высоком давлении и дросселировании с большим перепадом давлений.

Химическая – ее устойчивость к окислению кислородом воздуха. В процессе окисления, особенно при высоких температурах из РЖ, в основном на нефтяной основе, выпадают в осадок смолы и коксообразные вещества, попадая в зазоры они парализуют работу гидроприводов.

Механическая стабильность – способность РЖ работать при значительной вибрации без расслоения на компоненты.

6.2.ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РЖ

Важными экологическими свойствами РЖ являются их токсичность по отношению и живым организмам, воздействие на растительность, физико-химическое взаимодействие с почвой и гидросферой.

Следует выделить следующие факторы воздействия РЖ:

1) влияние на кожу (контакт с кожей): эффект от воздействия единичной большой дозы и эффект от повторных доз (хронический контакт),
2) действие при приеме внутрь,
3) раздражающее действие на глаза,
4) результат подкожной иньекции,
5) результат воздействия в распыленном состоянии (ингаляция),
6) результат воздействия паров (ингаляция),
7) результат периодического воздействия на кровь и мочу,
8) патологический эффект, включающий исследование таких тканей, как почки, печень, мозг и легкие.

Токсичность – способность оказывать вредное влияние на организм человека и животных – свойствен всем видам РЖ в той или иной степени. Интенсивность их воздействия на здоровье человека зависит от свойств РЖ, концентрации ее составляющих, путей проникновения в организм и продолжительности воздействия. Пути проникновения в организм: дыхательные пути, кожные покровы, слизистые оболочки глаз, носа и рта, реже органы пищеварения.

Наибольшее токсичное воздействие на организм человека оказывают РЖ на нефтяной основе, в составе которых содержатся легкие углеводороды, соединения серы, ароматические углеводороды, смолы, а также присадки с включением высокомолекулярных соединений серы, хлора, фосфора, азота и различных металлов (в том числе бария, кальция, кобальта, цинка и свинца). Особенно вредно воздействие на организм масляных паров или масляного тумана, образованного мельчайшими каплями размером 1…10 мкм.

Дыхательные пути и легкие человека очень чувствительны к воздействию масляных паров и тумана, вызывающих отравление. Хроническое отравление может протекать без заметных симптомов, вызывая такие явления, как головные боли, головокружение, сонливость, раздражение слизистых оболочек, вялость, утомляемость. При острых отравлениях (аварийные ситуации в закрытых с плохой вентиляцией помещениях) через 12…15 мин начинается кашель и головокружение, возникает возбуждение, нарушение координации движений. При распылении и испарении РЖ, содержащих серу, возможно образование ядовитого газа – сероводорода, при концентрации которого более 0,15 мг/л происходит раздражение слизистых оболочек носоглотки и глаз. Длительное воздействие этого газа даже при небольших концентрациях вызывает хроническое отравление.

При концентрации паров РЖ не более 5 мг/м³, оговариваемой правилами безопасной эксплуатации и обеспечиваемой обычными условиями эксплуатации большинства гидроприводов, вредного воздействия паров масла на дыхательные пути и слизистые оболочки не наблюдается. В результате продолжительного контакта кожных покровов с РЖ могут возникать кожные заболевания в острой и хронической форме. Наиболее часты фолликулярные поражения кожи – заболевание сальных желез и волосяных мешочков, характеризующиеся появлением гнойных узелков (так называемые масляные угри). Струйка РЖ может попасть в подкожные ткани, вызвав там отеки, сопровождающиеся болями и онемением пораженных участков, а также образования нарывов и омертвление пораженных участков ткани. Воздействие РЖ на нефтяной основе на кожу вызывает ее пигментацию, экзему, дерматит.

Следует соблюдать обычные санитарно-гигиенические требования:

- помещение должно быть оборудовано приточно-вытяжной вентиляцией,
- при попадании РЖ на кожу ее необходимо тщательно удалить смыванием водой с мылом (некоторые виды вначале с помощью бензина),
- при попадании РЖ на слизистую оболочку глаз попавшее масло следует смыть большим количеством теплой воды,
- нельзя принимать пищу и курить в помещении, где проводят работы.

Влияние РЖ на нефтяной основе на почву заключается в изменении ее микроэлементарного состава, водно-воздушного и окислительно-восстановительного режимов. Избыток углесодержащих веществ, поступающих в почву с РЖ, нарушает нормальное соотношение в ней углерода и азота, а также приводит к дефициту кислорода, азота и фосфора, и как следствие ухудшаются агрохимические свойства почвы, задерживается рост сельскохозяйственных культур и других растений. Образование пленки из полимерных молекул приводит к трансформации и нарушению водно-воздушного режима, отрицательно влияют на микрофлору почвы и протекание биологических процессов.

Примерно 40% попавших в водоем масел оседает в виде донных отложений, которые окисляются в 10 раз медленнее, чем находящиеся на поверхности нефтепродукты. Самоочистку грунтовых вод затрудняет их низкая температура, малый запас растворенного в них кислорода и ограниченное количество микроорганизмов.

К числу также основных требований к РЖ следует отнести их негорючесть, а также пожаро- и взрывобезопасность. Все РЖ подразделяют на легковоспламеняющиеся, горючие, трудновоспламеняемые и негорючие. Легковоспламеняющиеся РЖ в гидроприводах не применяются.

Замена РЖ на нефтяной основе на негорючие РЖ является одной из важнейших проблем гидроприводостроения. Основным препятствием на пути применения, в частности, биологически разлагающихся продуктов является их высокая цена (в настоящее время в 3-6 раз выше цены РЖ на нефтяной основе).

6.3. ЧИСТОТА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ И МЕТОДЫ ЕЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, КЛАССЫ ЧИСТОТЫ

Под чистотой РЖ понимают комплекс критериев, характеризующих состояние загрязненности ее и внутренних полостей гидропривода нерастворенными в РЖ частицами по сравнению с некоторым эталоном.

Существуют гравиметрический и гранулометрический методы определения загрязняемости РЖ.

Гравиметрический метод: оценка чистоты РЖ по массе загрязнений в % от массы жидкости. Им для РЖ не пользуются, т.к. здесь не оговариваются максимальные размеры частиц загрязнений.

Гранулометрический метод: основывается на подсчете количества частиц загрязнений в РЖ. Подсчет можно проводить визуальным способом с помощью микроскопа типа МИМ

или телевизионного типа МГ с прикладкой телевизионной установкой типа ПТУ, либо автоматически.

Микроскопический метод визуального счета частиц является весьма трудоемким и субъективным (зависит от квалификации человека – оператора).

МТ с телевизионными установками типа ПТУ в сочетании с вычислительной техникой позволяет сократить время контроля в 3-4 раза, повысить объективность контроля.

Более совершенным является метод контроля с применением автоматических счетчиков: фотоэлектрического анализатора ФС-112, приборов серии ПКЖ-904. Они ведут подсчет частиц в диапазонах 5-10, 10-25, 25-50, 50-100 и автоматически определяют класс чистоты.

В настоящее время известно несколько классификаций чистоты РЖ: ГОСТ 17216, NAS-1638, SAE.ARP-598 и др.

ГОСТ 17216 (таблица 6.3) является межгосударственным для стран СНГ и по гранулометрическому составу частиц устанавливает 19 классов чистоты РЖ 00, 0, 1, 2, …, 16, 17 (наименьший класс соответствует наиболее чистой РЖ).

Класс чистоты назначают по числу частиц (общему и по группам) в объеме РЖ 100 ± 0,5 см³ для следующих интервалов размеров частиц Δdi, мкм: 0,5…1; 1…2; 2…5; 5…10; 10…25; 25…50; 50…100 и 100…200.

Стандарт NAS-1638 является национальным аэрокосмическим стандартом США, имеет практически статус международного и предусматривает 14 классов чистоты РЖ.

В соответствии с этим стандартом число частиц загрязнений для каждого последующего класса удваивается, А при переходе к группе более мелких частиц – увеличивается ≈ 16 раз в каждом классе.

Американский стандарт SAE.ARP-598 определяет требования к чистоте РЖ гидроприводов в условиях эксплуатации. В нем указывается предельное число частиц загрязнений в шести размерных группах пробы РЖ объемом 100 см³.

Различие действующих стандартов по качественным показателям дано в таблице 6.3

Необходимо отметить, что частицы размером 10…25 мкм на сегодняшний день являются наиболее опасными для большинства агрегатов. На практике о гранулометрическом составе загрязнений целесообразно судить по коэффициенту измельчения K_u, равному отношению числа

Таблица 6.3

Класс чистоты	Число частиц загрязнений в 100±0,5 см³ РЖ при их размере, мкм								Число волокон	Масса загрязнений % (МАХ) не более	Обозначения: о – отсутствует, а.о – абсолютное отсутствие частиц загрязнителя, н.н. – число частиц не нормируется
	0,5-1	1-2	2-5	5-10	10-25	25-50	50-100	100-200			
00	800	400	32	8	4	1	о	а.о.	а.о.	н.н	
0	1600	800	63	16	8	2	о	а.о.	а.о.	н.н	
1	н.н	1600	125	32	16	3	о	а.о.	о	н.н	
2	н.н	н.н	250	63	32	4	1	а.о.	о	н.н	
3	н.н	н.н	н.н	125	63	8	2	а.о.	о	н.н	
4	н.н	н.н	н.н	250	125	12	3	а.о.	о	н.н	
5	н.н	н.н	н.н	500	250	25	4	1	о	н.н	
6	н.н	н.н	н.н	1000	500	50	6	2	1	0,000032	
7	н.н	н.н	н.н	2000	1000	100	12	4	2	0,000064	
8	н.н	н.н	н.н	4000	2000	200	25	6	3	0,000125	
9	н.н	н.н	н.н	8000	4000	400	50	12	4	0,00025	
10	н.н	н.н	н.н	16000	8000	800	100	25	5	0,0005	
11	н.н	н.н	н.н	31500	16000	1600	200	50	10	0,001	
12	н.н	н.н	н.н	63000	31500	3150	400	100	20	0,002	
13	н.н	н.н	н.н	н.н	63000	6300	800	200	40	0,004	
14	н.н	н.н	н.н	н.н	125000	12500	1600	400	80	0,008	
15	н.н	н.н	н.н	н.н	н.н	25000	31500	800	160	0,016	
16	н.н	н.н	н.н	н.н	н.н	50000	63000	1600	315	0,032	
17	н.н	н.н	н.н	н.н	н.н	н.н	12500	3150	630	0,064	

частиц первой размерной группы (5…10 или 5…15 мкм) к числу частиц второй размерной группы (10…25 или 15…25 мкм), т.е.

$$K_и = \frac{n_{5...10}}{n_{10...25}}.$$

Чем выше значение $K_и$, тем более однородными, высокодисперсными «тонкими» являются загрязнения и наоборот.

Первый уровень ($K_и$= 2) обусловлен гранулометрическим составом твердых загрязнений из окружающей среды, являющейся первоначальным и постоянным источником загрязнений РЖ. Он характерен для РЖ на стадии их хранения, транспортировки и заправки без предварительной очистки, а также при эксплуатации в отдельных системах питания, оборудованных только грубыми заправочными фильтрами, в которых имеет место низкая интенсивность диспергирования твердых частиц. Требуется очистка.

Второй уровень ($K_и$= 4) обусловлен определенной постоянно избирательной способность к частицам различных размеров и плотности силовых очистителей (сепараторы и т.п.), обеспечивающих высокое постоянство гранулометрического состава загрязнений независимо от его дисперсного состава. Требуется очистка.

Третий уровень ($K_и$= 8) обусловлен высокой интенсивностью диспергирования твердых частиц загрязнений и характерен для РЖ при их эксплуатации в системах, оборудованных грубыми фильтрами, когда имеет место высокая интенсивность диспергирования твердых частиц.

Четвертый уровень ($K_и$= 16) обусловлен изменяющейся со временем избирательной способностью фильтров при их эксплуатации в системах, где заправка, технологическая и последующая очистка осуществляется с помощью тонких фильтров (15…25 мкм) и менее.

В ISO 4406 классификация загрязнений дана по кодам чистоты. Примерное соответствие между классами чистоты по ГОСТ 17216 и кодами чистоты по ISO 4406 см таблицу 6.4.

Фирма Vickers рекомендует следующий выбор по чистоте РЖ для гидроустройств в соответствии с кодами чистоты по ISO 4406 (таблица 6.5).

Для немаслянных РЖ эти коды уменьшают на единицу и на 2 единицы, если одновременно имеют место хотя бы два случая:

- частый запуск при температуре ниже -18□ С,
- работа при температуре РЖ выше +70□ С,
- большие вибрации и пульсирующие нагрузки,
- отказ гидропривода, приводящий к большим потерям,
- травмирование оператора при повреждении (разрушение гидропривода).

В современных гидроприводах чистота РЖ соответствует 6…14 классу (чаще 9…13). Обеспечить чистоту РЖ лучше 6 класса технически трудно, дорого и нецелесообразно. Для очистки РЖ используются фильтровальные установки типа СОГ.

Таблица 6.4 – Гранулометрический состав загрязнений по различным стандартам и классификаторам фирм

Стандарт или фирма	Содержание частиц, % размером, мкм						$K_и$
	5-10	10-15	15-25	25-50	50-100	100-200	
ГОСТ 17216	64,2	32,1		3,2	0,4	0,1	2
Cincinnati	72,7	23,7		3,2	0,34	0,03	3
SAE.ARP-598	72-78	23,7-24		2,7-3,7	0,45-0,55	0,03-0,05	3-4
NAS-1638	82,3		14,5	2,63	0,49	0,08	5,7
	59	26	10,6	3,7	0,5	0,2	1,6
Termal Control	90,5	7,4	1,6	0,4	0,06	0,04	10
	92,0	6,8	0,9		0,03	0,01	12
	93,7	5,6	0,6	0,16	0,01	0,005	15

Таблица 6.5

Класс по ГОСТ 17216	00	0	1	2	3	4	5	6	7	
Код по ISO 4406	6/5/2	7/5/3	8/6/4	9/7/5	-/8/6	-/9/7	-/10/8	-/11/9	-/12/9	
Класс по ГОСТ 17216	8	9	10	11	12	13*	14*	15*	16*	17*
Код по ISO 4406	-/13/10	-/14/12	-/15/13	-/16/13	-/17/14	-/18/16	-/19/16	-/20/18	-/21/19	-/22/20

Таблица 4

Гидравлические устройства	Рабочее давление, МПа		
	14	до 21	свыше 21
Насосы шестеренчатые и пластинчатые нерегулируемые	20/18/15	19/17/15	-
Насосы поршневые нерегулируемые	19/17/15	18/16/14	17/15/13
Насосы регулируемые	18/16/14	17/15/13	16/14/12
Распределители с электроуправлением	-	20/18/15	19/17/14
Регулируемые аппараты	-	19/17/14	19/17/14
Встраиваемая аппаратура	-	18/16/13	17/15/12
Пропорциональная аппаратура	-	17/15/13	16/14/11

Сервоаппаратура	-	16/14/11	15/13/10
Гидроцилиндры	20/18/15	20/18/15	20/18/15
Гидромоторы	20/18/15	19/17/14	18/16/13
Гидростатические передачи	17/15/13	16/14/12	16/14/4

6.4.РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ ЧИСТОТЫ

Основными видами технологических загрязнений являются мельчайшие металлические частицы в виде стружки, сколов, острых кромок, заусенцев, остатки доводочных паст, продукты износа, частицы оставшихся антикоррозионных (межоперационных) покрытий и густых смазок, загрязнения, попавшие в процессе межоперационной и межцеховой транспортировки и хранения, загрязнения каналов корпусных деталей и щелей дросселей, полученные с рабочими и моющими жидкостями при сборке, промывке и испытаниях.

Возможность обеспечения заданной степени чистоты РЖ в течении всего ресурса должна быть учтена в самой конструкции гидропривода и его устройств. При проектировании особое внимание следует уделять совместимости выбранных конструкционных материалов с применяемой РЖ. Целесообразно для ответственных деталей гидроприводов применять конструкционные материалы, не требующие покрытий, т.к. антикоррозионные покрытия при работе с высокими рабочими давлениями подвержены эрозионному разрушению. Для деталей из алюминиевых сплавов в качестве покрытия, обеспечивающего требуемую чистоту контактирующих с РЖ поверхностей, рекомендуется применять твердое сернокислое анодирование. У всех деталей, подвергаемых механической обработке, необходимо предусматривать тщательное удаление заусенцев и скругление всех острых кромок, кроме особо оговоренных. При проектировании разветвленной сети каналов в корпусных деталях обеспечивать легкий доступ к этим каналам для проведения обеспечения и контроля чистоты внутренних полостей, а также стремиться избегать образования тупиковых полостей.

Очистка деталей от загрязнений

Очистка поверхностей металлических деталей, внутренних полостей узлов, агрегатов и систем представляет собой совокупность сложных физико-химических и механических процессов, эффективность которых зависит от свойств моющей среды, размеров и свойств частиц загрязнений, технологических режимов очистки, конструктивных особенностей очищаемых деталей, агрегатов, систем.

Продолжительность процесса очистки деталей, агрегатов, систем достигает 10…15% от общих затрат времени на их изготовление и сборку. Загрязнение металлических поверхностей в виде пленок, прилипших твердых частиц, масел, смазок могут быть удалены в результате механического воздействия, растворения, химической реакции или смывания. Применяют следующие методы очистки: механическая, погружение в раствор (окупание), обрызгивание (струйная очистка) парами растворителей с использованием ультразвуковых колебаний и циркуляцией моющей жидкости.

Механическая очистка применятся для сильно загрязненных (межоперационная очистка и малоответственных деталей) с использованием ручного и механического инструмента, абразива (щетки). Для прецизионных деталей механическую очистку не применяют вследствие образования большого количества абразивно-активных загрязнений, возможностью нанесения царапин, забоин на поверхности.

Для удаления твердых частиц загрязнений, находящихся на поверхностях в полимеризованном слое, рекомендуется их отмочка в жидкостях с высокой химической активностью. Например, нагретый керосин, метил хлороформ (t до 80□ С). При этом должны соблюдаться требования техники безопасности (вентиляция, объемы моечной жидкости) и противопожарные правила.

Очистка деталей обрызгиванием по сравнению с погружением в раствор позволяет в 2-5 раз снизить продолжительность очистки и обеспечить более высокую степень чистоты поверхностей, поскольку растворитель практически не задерживается на очищаемых деталях. Этот вид очистки подразделяют на пароводоструйную, гидравлическими струями без моющего раствора и гидравлическими струями с моющим раствором.

Наиболее эффективна очистка с помощью ультразвука, которая позволяет быстро и с высоким качеством очищать детали сложной формы от различных по составу загрязнений. Она производится в специальных установках (ваннах), оснащенных генераторами ультразвуковых колебаний (магнитострикционные), ультразвуковые колебания вызывают кавитацию и акустические течения, способствующие интенсификации механического и химического воздействия моющей среды на загрязнения. При кавитации образуются мелкие (около 50…300 мкм) паровые пузырьки, часть которых попадает в область повышенного давления, захлопывается и создает местные гидравлические удары, при которых давление составляет десятки мегапаскалей.

На скорость и качество ультразвуковой очистки значительно влияет химическая активность моющей жидкости. Если моющая жидкость по отношению к удаляемым загрязнениям химически нейтральная, то процесс очистки основывается только на механическом воздействии кавитационных пузырьков. Если же моющая жидкость растворяет загрязнения, то имеет место и химическое взаимодействие.

Органические растворители (бензин, керосин и др.) огнеопасны, их заменяют на неорганические (щелочные), но при этом необходимо применить способы предотвращения появления коррозии. Для промывки деталей из алюминиевых и цветных сплавов применять щелочные моющие средства запрещается.

Для очистки стальных деталей, имеющих цинковые или калиевые покрытия, а также деталей из цветных металлов вместо щелочных растворителей используют органические растворители: керосин Т-1, бензин Б-70. Процесс очистки проводят при комнатной температуре в течение 10…15 минут.

7.НЕПОДВИЖНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Назначение уплотнений неподвижных соединений (УН) – исключить взаимное проникновение сред (утечки) через соединение при сохранении возможности его разборки.

Герметизацию неподвижных соединений осуществляют преимущественно контактными, реже диафрагменными уплотнениями, уплотнениями с герметиками, методами пайки, сварки, а также точно соприкасающимися с притертыми поверхностями. По специфике механизма герметизации, контактные УН подразделяют на:

- эластомерные кольца и прокладки;
- металлические уплотнения линейного контакта;
- металлические и неметаллические прокладки;
- газонаполненные кольца;
- комбинированные уплотнения.

Эластомерные, пластмассовые и газонаполненные кольца а также комбинированные уплотнения устанавливают в замкнутые канавки, что позволяет реализовать эффект самоуплотнения при повышенном давлении в герметизируемой полости. Такие уплотнения называются активными. Для прокладок не характерен эффект самоуплотнения, поэтому приходится ограничивать допустимые давления среды. Такие уплотнения называются пассивными.

В контактных УН, механизм герметизации определяется характером контакта уплотняемых поверхностей соединения и уплотнителя, поэтому важное значение имеет шероховатость поверхностей и структуры стыка при их сближении под действием сил, создающих контактные давления. Характер контакта жестких поверхностей (металл-металл), эластомеров, пластмасс или композиционных материалов с твердой поверхностью различен.

Абсолютную герметичность на практике осуществить трудно и обычно даже через плотное соединение с течением времени может просачиваться или испаряться какое-то количество среды.

Величина расхода среды (протечки) через УН соединение в общем зависит от:

1. Качества поверхности: микрогеометрии уплотняемых поверхностей, волнистости и степени отклонения их от идеальной плоскости.
2. Ширины уплотняющих колец
3. Разности давлений внутри и снаружи уплотняемого контура.
4. Материала уплотняющих колец и их состояния.
5. Свойства среды.
6. Смачиваемости (гидрофильности) или несмачиваемости (гидрофобности) уплотняемых поверхностей.
7. Наличия смазки уплотнителя между соприкасающимися поверхностями.
8. Конструкции уплотнения неподвижного соединения.
9. Силового взаимодействия уплотняющего кольца (величина удельного давления), создаваемого с соприкасающимися поверхностями УН.

Реальные поверхности уплотняемых неподвижных соединений имеют отклонения орт заданной (номинальной) в технической документации. Совокупность повторяющихся выступов и впадин с относительно малыми шагами между неровностями называется шероховатостью поверхности. Для оценки шероховатости ГОСТ 2789-73 устанавливает следующие параметры: Ra, Rz, Rmax, Sm, S и tp, - определяемые в пределах базовой длины l (рисунок 7.1).

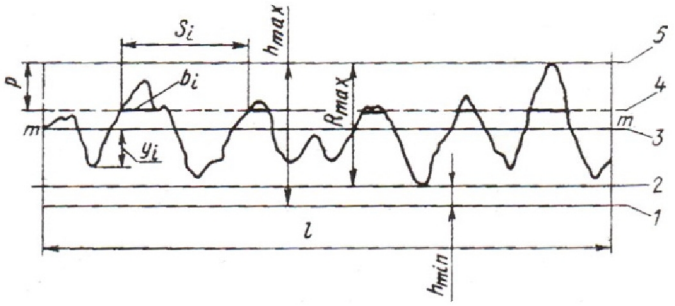


Рисунок 7.1 – Профилограмма шероховатостей поверхности тела:
1 – базовая линия; 2 – линия впадин; 3 – средняя линия; 4 – линия уровня сечения (пр);
5 – линия выступов

Структуру стыка определяют также отклонения формы реальных поверхностей от формы номинальной поверхности (термины и определения см. ГОСТ 24642-81). Совокупность периодических, регулярно повторяющихся и близких по размерам шероховатостей (wi) с относительно большим шагом Sw, превышающим базовую длину l, называют волнистостью поверхности. Средние величины:

$$w_z = \frac{1}{5}\sum_{i=1}^{i=5} w_i ;$$

$$S_w = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{i=n} S_p .$$

Для волнистости характерно соотношение $40 \le \frac{S_w}{w_z} \le 1000$. Кроме рассмотренных параметров для уплотнений важен средний радиус кривизны ρ и угол наклона профиля γ. На герметичность соединения наибольшее влияние оказывает параметр шероховатости R_z (если отклонения формы находятся в пределах заданных допусков). Поскольку в документации (чертежах на детали) обычно назначают параметр R_a, в таблице 7.1 дано примерное соотношение параметров R_a, R_z и R_{max}.

Таблица 7.1 – Соотношение параметров шероховатости поверхности Ra, Rz и Rmax и базовой длины при их определении (для справок)

R_z	R_a	R_{max}	l, мм
мкм			
20	5	30	2,5
10	2,5	1,5	0,8
6,3	1,25	7,65	0,8
3,2	0,63	3,93	0,8
1,6	0,32	2,02	0,25
0,8	0,16	1,02	0,25
0,4	0,08	0,51	0,25
0,2	0,04	0,27	0,25
0,1	0,02	0,13	0,08
0,05	0,01	0,07	0,08

Рельеф поверхности существенно зависит от вида механической обработки сопрягаемых поверхностей неподвижного соединения (табл. 7.2).

Таблица 7.2 – Ориентировочные значения радиусов кривизны ρ и углов наклона γ профиля микровыступов в зависимости от вида механической обработки

Вид обработки	Радиус кривизны, мкм		Угол наклона	
	ρ_{non}	$\rho_{пр}$	γ_{non}	$\gamma_{пр}$
Точение	20-120	10-25	20-5	20-5
Шлифование	5-20	250-15000	35-7	2-10
Хонингование	4-30	16-160	13-3	4-1
Притирка	15-250	7000-35000	5-20	10-2

В результате точения и пластического деформирования образуется наиболее регулярный рельеф, при фрезеровании – сетка волн, при шлифовании – система рваных впадин с большим углом наклона профиля микровыступов в поперечном направлении $\gamma_{non} = 9...10^0$ и $R_{max} = 1{,}5...3 мкм$. При полировании вершины неровностей сглаживаются (средний радиус $\rho = 500...1000 мкм$). В результате притирки образуется нерегулярная поверхность с $\gamma = 1...3^0$, $R_{max} = 0{,}3...1 мкм$ и $\rho = 20...70 мкм$ [3].

Для характеристики состояния поверхности контакта используют понятие опорной поверхности, номинальной A_0, контурной A_c и фактической площади касания A_r (рис. 7.2). Соответственно контактное давление в стыке поверхностей подразделяют на номинальное $q_{уд} = \frac{P}{A_0}$, контурное $q_{удс} = \frac{P}{A_c}$ и фактическое $q_{удг} = \frac{P}{A_r}$, где P – номинальная сила, действующая на площадь. В начальный период работы УН соединений, количество просачивающейся среды не остается постоянным.

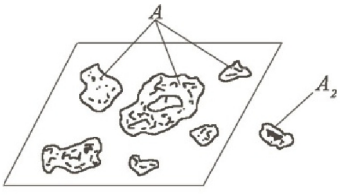


Рисунок 7.2 – Опорная поверхность

Протечка среды может при известных условия со временем практически, если благодаря облитерации щели зазор заполнится фиксированным слоем полярных молекул среды. Это возможно лишь при зазорах, не превышающих 0,02 мм. Для объяснения связи между

количеством рабочей среды, протекающей через плотное соединение УН, и свойствами соприкасающихся поверхностей, предложена следующая теоретическая схема.

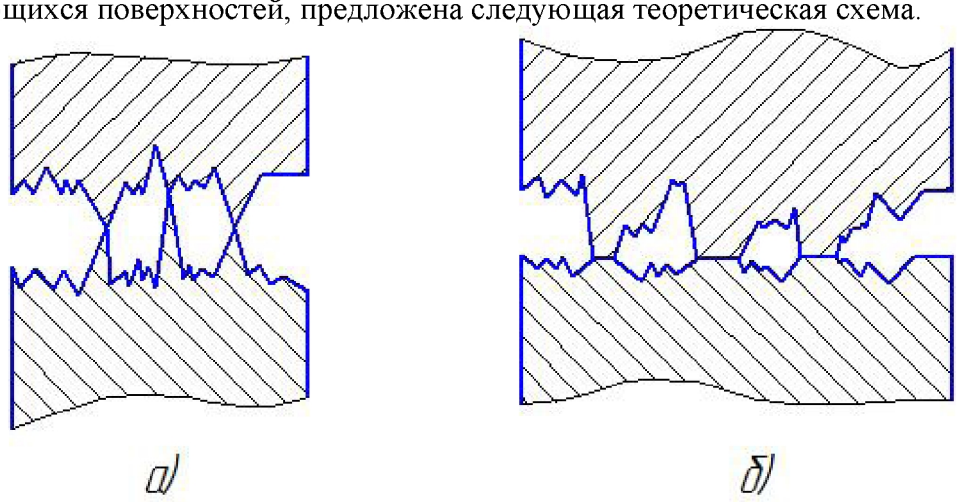


Рисунок 7.3 – Микронеровности двух соприкасающихся поверхностей до (а) и после (б) приложения нагрузки (б)

Представим себе поверхности двух соприкасающихся уплотняющих колец в увеличенном виде до (рис.7.3,а и после (рис 7.3,б) приложения нагрузки. В последнем состоянии вершины гребешков несколько смяты, а имевшиеся ранее зазоры уменьшились. Между поверхностями остались извилистые зазоры, через которые может проходить вреда.

Если принять, что образованные проходы представляют собой капиллярные трубки диаметром d, то расход среды через каждый сантиметр уплотняющего контура соединения будет равен

$$G = n\frac{d^4}{b}\frac{\nu}{\eta}(p_1 - p_2),$$

где n – число трубок, расположенных на одном погонном сантиметре уплотняющего контура;

b – блина трубки (ширина уплотняющего кольца);

ν - удельный вес среды;

η - динамический коэффициент вязкости среды;

p1-p2 – разность давлений по обе стороны уплотнения.

Если принять, что зазоры между поверхностями представляют собой плоские каналы, то расходы среды через каждый сантиметр уплотняющего контура будет равен:

$$G = \omega\frac{h^3}{b}\frac{\nu}{\eta}(p_1 - p_2), \text{ где}$$

h – зазор между уплотняющими поверхностями;

ω - коэффициент, учитывающий степень заполненности зазора.

Влияние капиллярных явлений можно учесть путем увеличения или уменьшения разности давлений на условную величину давлений, зависящую от свойств смачиваемости или несмачиваемости уплотняющих поверхностей средой и от размеров щелевых зазоров. Однако, в инженерной практике расчетов это метод в виду значительных погрешностей в расчете не нашел широкого применения, хотя он бьолее точно дает представление о физических процессах, протекающих в процессе герметизации УН соединений.

Чаще всего в расчетах использую принцип обеспечения герметичности соединением давления на единицу площади от затяжки больше, чем от рабочего давления среды.

Относительную площадь фактического контакта Ar определяют как сумму двух составляющих, обусловленных пластической ($\eta_{пл}$) и упругой ($\eta_{уп}$) деформациями

$$A_r = \eta_{пл} + \eta_{уп}$$

Составляющую $\eta_{уп}$ определяют по формуле [4]

$$\eta_{уп} = \frac{2{,}7(1-\mu^{*2})^2 u^{\frac{1}{\nu}} 2c^{\frac{1}{\nu}} \sigma_m^{1-\frac{1}{\nu}} q_{уд}^{1-\frac{1}{\nu}}}{R_{\max} E^2},$$

где с – коэффициент;

$\mu^* \approx 0{,}3$.

$\eta_{пл}$ практически равна $\eta_{пл} = \frac{q_{уд}}{HB}$, где *HB* – твердость по Бринелю. При $q_{уд}$=*HB* поверхность пластического материала принимает форму контактирующего с ним твердого тела. Сближение зависит от распределения материала в шероховатом слое. Такое характерно для прокладок из мягких металлов и многих пластмасс, основным механизмом которых является пластический контакт, при котором $q_{удс} = c\sigma_m \approx const$ и фактическая площадь контакта мало зависит от микрогеометрии поверхностей.

Задача конструктора заключается в подборе такого соотношения площади контакта А и силы F к давлению p, чтобы получить герметичное соединение.

для давлений до 7,5 МПа и температур до 100 ^{0}С в качестве уплотнительных прокладок в агрегатах применяют обычно паронит. В зависимости от толщины прокладок рекомендуемое qуд=20…80 МПа. Для давлений до 25 МПа – алюминиевые и медные прокладки шириной до 3…5 мм и толщиной 1,5…3 мм. Для более высоких давлений применяют прокладки из стали и прочих материалов.

В качестве материалов применяют алюминий марок А0, АД1, АД0 по ГОСТ 21631-76. Прокладки из алюминиевых марок А0, АД1 применяют в агрегатах для нефтепродуктов (керосина, бензина, масел), азотной и фосфорной кислот, сернистых газов. Алюминиевый АД0 применяют в прокладках для резьбовых соединений. Температурный предел работы алюминиевых прокладок от 253 ^{0}С до +150 ^{0}С. При дальнейшем повышении температуры прочность резко снижается (при 200 ^{0}С в 1,5 раза). Также в авиационных агрегатах используют в качестве прокладок медь, свинец, стали коррозионностойкие:

Медь. М1, М2, М3 (ГОСТ 495-77) широко применяют для прокладок, эксплуатируемых в криогенных и нейтральных средах. Диапазон температур эксплуатации от -253 до +250 ^{0}С (для М1 до 400 ^{0}С). перед установкой а соединении прокладки подвергаются отжигу при 873-923 ^{0}С. Иногда для повышения герметичности на прокладки из медных сплавов наносят свинец толщиной 20…40 мкм.

Свинец. С2 (ГОСТ 9559-75) стоек к воздействию агрессивных сред за счет защитной пленки, образующейся на его поверхности. Допустимый диапазон -200…+100 ^{0}С.

Сталь. Коррозионностойкая 12Х18НЮТ, 08Х18НЮТ (ГОСТ 5632-72) применяют для прокладок, эксплуатирующихся при температурах -253…+600 ^{0}С, в том числе в коррозионных средах (кроме серной кислоты). Основное преимущество стальных прокладок – близость температурных коэффициентов линейного расширения прокладок, болтов, фланцев. Недостаток – необходимость больших контактных давлений.

Различные конструктивные способы постановки прокладок показан на рисунке 7.4.

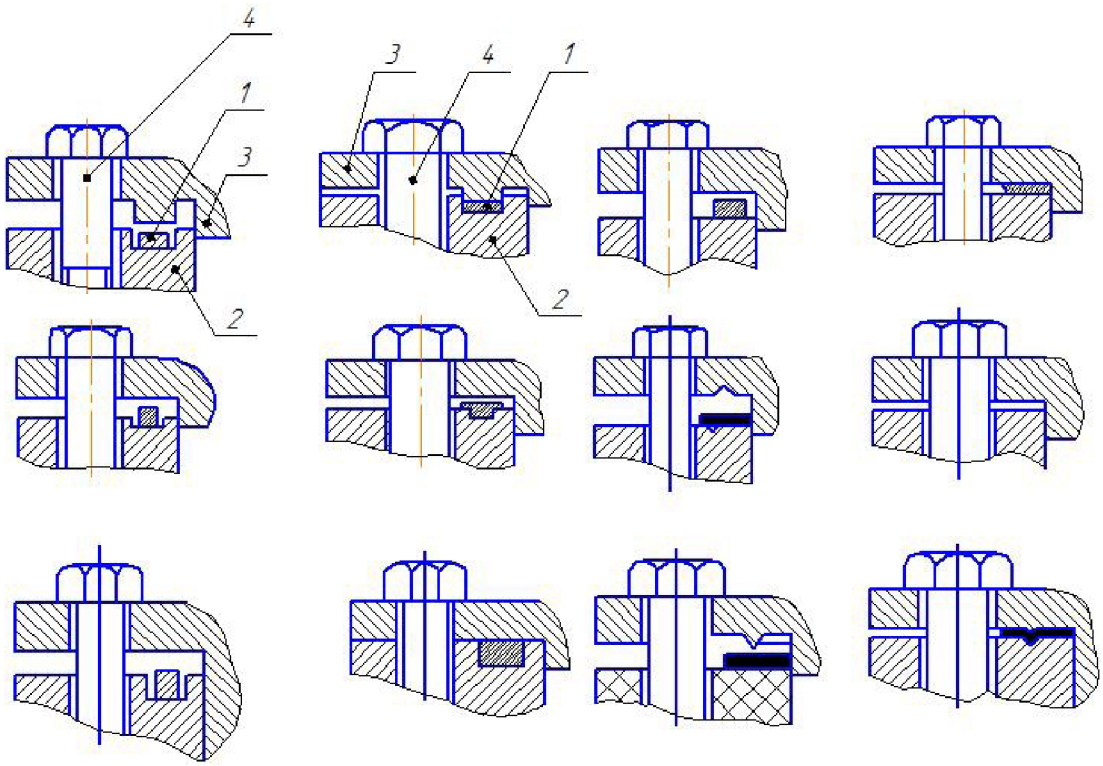


Рисунок 7.4 – Различные способы постановки прокладок:
А – положение до затяжки прокладки; Б – положение после затяжки прокладки; 1 – прокладка, 2 – корпус, 3 – крышка, 4 - болт

Для обеспечения герметичности уплотнения прокладкой при длительном хранении агрегата, прокладку рекомендуется помещать в специальные канавки (так называемая установка прокладки «в замок», рисунки 7.4а и 7.4б). Прокладка в этом случае находится в замкнутом объеме и исключается возможность «вытекания» прокладки с течением времени, что не исключается в случае, изображенном на рисунке 7.4, г,в. Размер канавки под прокладки при выполнении ее поп типу, рисунок 7.4, в, выбирается с расчетом на полное заполнение канавки материалом прокладки. В этом случае поперечное сечение прокладки на (20…30) % превышает площадь сечения канавки.

При больших диаметрах фланцевых соединений в процессе затяжки стыка следует проверить щупом постоянство зазора δ по всему периметру соединения. Желательно, чтобы оси болтов, стягивающих фланцы, находились возможно ближе к прокладке – это уменьшит деформацию фланцев а также габариты и их массу.

Общеизвестно, что момент затяжки стыка с течением времени падает вследствие релаксации нагружения, что может привести к разгерметизации соединения. Для устранения этого явления в процессе эксплуатации производят подтяжку УН соединения. Для устранения этого явления можно рекомендовать следующую технологию затяжки стыка. Сначала крестообразно, равномерно, ступенчато, повышая крутящий момент, производя затяжку стыка на величину $М_{кр}>М_{расч}$ (1,1…1,15 $М_{кррасч}$) и производится выдержка, при этом Мкр Ун соединения в течение не менее 24 часов, замет производится равномерное, ступенчатое, крестообразное (в случае фланцевого болтового соединения) Мкр до величины Мкр=0,2…0,3 $М_{кррасч}$. Далее, соблюдая технологию затяжки производят повторную затяжку стыка с $М_{кр}=М_{расч}$.

При низких давлениях, порядка 35 ат., применяются гофрированные прокладки,рис.7.5.



Рисунок 7.5 – Гофрированная прокладка

Толщина материала прокладки 0,25…0,80 мм. применение гофрированных прокладок позволяет резко уменьшить усилие, необходимое для обеспечения надежного уплотнения, и уменьшить нагрузки, действующие в соединении. По литературным данным усилие затяжки гофрированных прокладок, по сравнению с усилием затяжки плоских прокладок, уменьшается в 5-10 раз.

Эффективность уплотнений зависит от метериала прокладки, температуры эксплуатации, вида рабочей среды, чистоты обработки фланцев (высокая чистота обработки здесь обязательна). применяются также двух и трехслойные гофрированные прокладки. Это позволяет увеличить давление уплотняемой среды до 70 ат. Для более высоких давлений применяют спирально-витые прокладки и прокладки из «композитных» материалов, используя их высокую упругость при относительно малых усилиях затяжки.

В агрегатах применяются комбинированные прокладки из нескольких слоев различных уплотнительных материалов, а также прокладки из мягкого материала с металлической оболочкой, полностью или частично заполненной мягким уплотнительным материалом (рисунок 7.6).

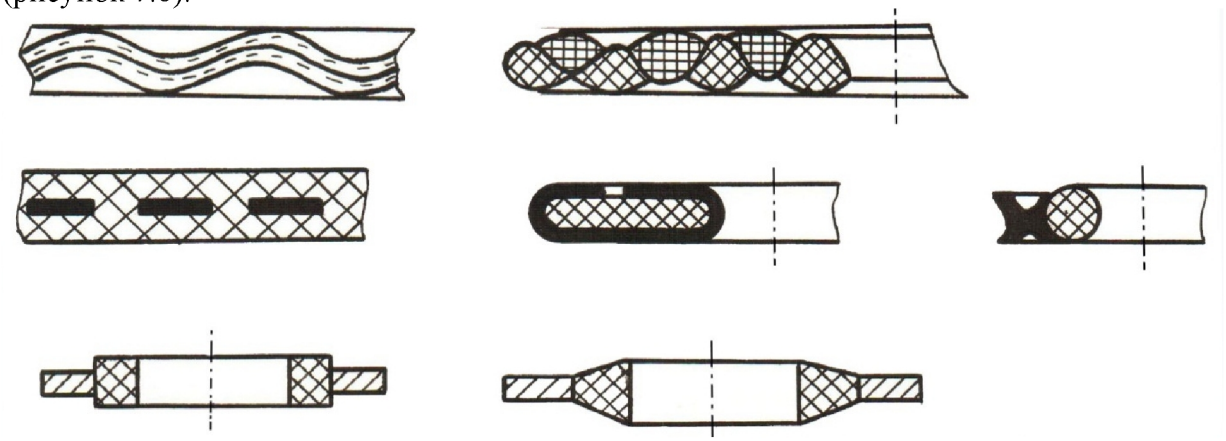


Рисунок 7.6 – Конструкции прокладок с металлической оболочкой, заполненной мягким уплотнительным материалом

Хорошие результаты показывают кольцевые гофрированные прокладки с обрезиненными поверхностями или прокладки, впадины гофров которых заполнены провулканизированной резиной. Мягкий материал служит герметизирующим элементом, металлическая часть придает уплотнению требуемую жесткость т является каркасом, к которому крепится мягкая прокладка. Металлическую шайбу в уплотнениях (последних) следует изготовить из мягкого металла, способного деформироваться при затяжке, тем самым компенсируя неровности и устраняя зазор, через который могла бы выдавливаться резина. Максимальные удельные давления qуд для плоских прокладок толщиной 0,8…3,0 мм рекомендуются следующие: алюминий – 1020-1400 кг/см2, медь – 2520-3150 кг/см2, асбест – 112-455 кг/см2, фторопласт-4 – 112-434 кг/см2, резина – 28 кг/см2 (меньшие числа относятся к более толстым прокладкам). Для обеспечения герметичности удельное давление предварительного прижатия прокладки к основным деталям (контактное давление) должно быть выше давления уплотняемой среды в 1,5-3 раза. В случае необходимости уплотнения газа контактное давление должно быть выше, чем для уплотнения жидкости с тем же давлением. Контактное давление для создания герметичности при уплотнении некоторых жидкостей, например, керосина, должно быть не ниже, чем для уплотнения воздуха с тем же давлением. Герметичность соединения будет обеспечена, если на поверхности детали точки, в которых достигнуто требуемое контактное давление ,образуют замкнутую кривую, а еще лучше кольцевую поверхность (рисунок 7.7).

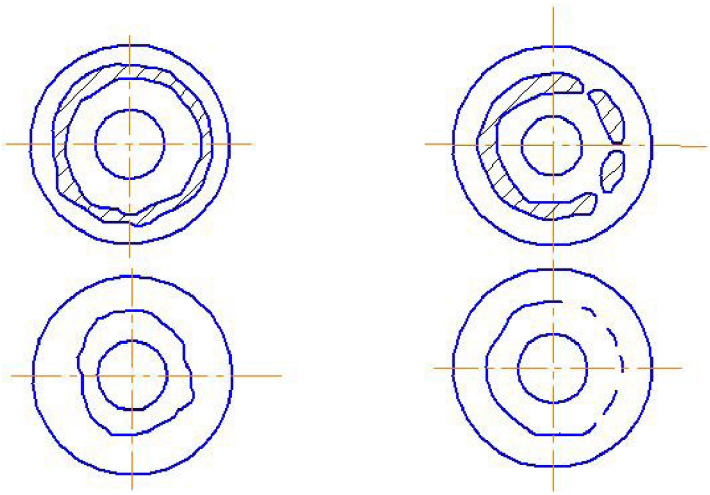


Рисунок 7.7 – распределение контактного давления по поверхности уплотнения:
а – правильное (точки с требуемым контактным давлением образуют замкнутую кривую или кольцевую площадь);
б – неправильное (кривая точек с требуемым контактным давлением разомкнута).

Для обеспечения создания герметичности на прокладку, если это возможно по условиям эксплуатации наносится консистентная смазка. Смазка заполняет незначительные неровности т углубления, имеющиеся на поверхностях деталей. Даже незначительный слой смазки весьма существенно повышает герметичность соединения. Для обеспечения герметичности в течении длительного времени работы прокладку рекомендуется помещать в специальные канавки (так называемая постановка прокладки «в замок»). При такой конструкции прокладка находится в замкнутом объеме. Это исключает возможность «вытекания» прокладки с течением времени, что может произойти с прокладкой просто зажатой между фланцами. Вытекание прокладки приводит к ослаблению контактного давления (снятию напряжения в деталях) и к нарушению герметичности.

При тонких прокладках (толщиной 0,3-0,5 мм) необходимо предусматривать на деталях кольцевые риски, куда будет затекать материал прокладки. Желательно, чтобы риски на сопряженных деталях не совпадали (рисунок 7.8).

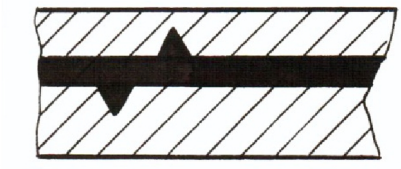


Рисунок 7.8 – Расположение кольцевых рисок на сопрягаемых деталях УН соединения

Иногда против канавки делают «зуб» (рисунок 7.4, г).Для облегчения достижения герметичности металлические прокладки (главным образом) медные часто кадмируют. Слой кадмия, мягкого металла, выполняет роль своеобразной смазки. Кроме того, и это главное, слой кадмия препятствует образование медью и металлом детали гальванической пары, приводящей к коррозионному разрушению детали.

Помимо гофрированных прокладок для высоких давлений применяют спиральновитые фасонные прокладки,рис.7.8.

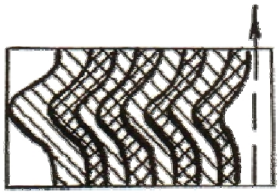


Рисунок 7.8 – Спирально-витая прокладка

Спиральновитые прокладки изготовляют навивкой в 14-15 слоев тонкой (толщиной 0,17-0,2 мм) фасонной лентой V или М-образного профиля, обычно из стали, но иногда из фосфористой бронзы, меди. Между слоями ленты находится наполнитель – чаще всего фторопласт или асбест. Слой наполнителя имеет толщину 0,25-0,8 мм. При затяжке соединения профиль ленты создает упругость. Деформация при затяжке может доходить до 45% толщины прокладки. Упругость прокладки регулируется плотностью навивки.
Спиральновитые прокладки удобно монтировать в канавки фланцев (постановка «в замок»). При небольших давлениях применяют и плоские фланцы со специальными простановочными кольцами – либо только с наружными (рисунок 7.9,а), либо и с внутренними, и с наружными (рисунок 7.9, б).

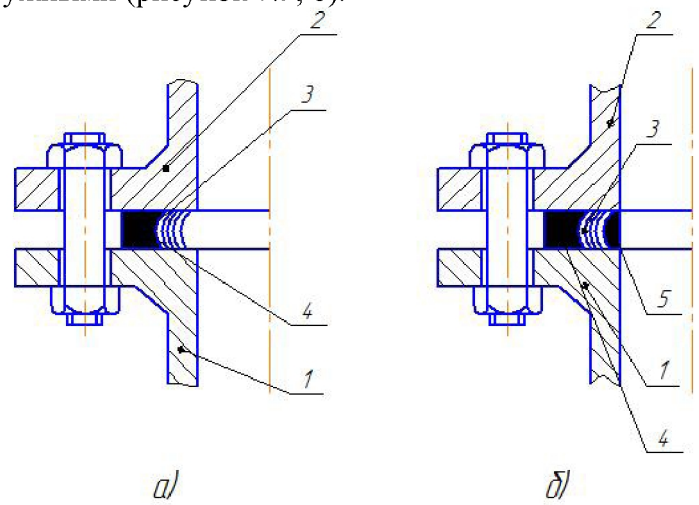


Рисунок 7.9 – Узлы уплотнения спиральновитыми прокладками с плоскими фланцами
а – с наружными простановочными кольцами; б – с внутренними и наружными простановочными кольцами; 1, 2 – фланцы, 3 – прокладка, 4 – наружное простановочное кольцо, 5 – внутреннее простановочное кольцо

Рабочее давление еще более увеличивает прижатие прокладки к фланцам, а наполнитель заполняет микронеровности поверхностей. Эти прокладки применяются при давлении до 175 ат., при пульсирующей нагрузке, при резком изменении давления, при вибрациях и т.д.
Так называемые прокладки из металлической резины, разработанные в лаб. №1 СГАУ имени академика С.П. Королева, представляют собой спутанную, спрессованную стальную проволоку диаметром 0,025-0,175 мм, пропитанную фторопластом-4 или серебром, оловом, резиной, медью и т.п. Пружинящие свойства обеспечиваются проволокой, уплотняющие – наполнителем. Подобные прокладки работают при давлениях до 35 МПа при высокой (до +600 ^{0}С) и низкой (до -200 ^{0}С) температурах, выдерживая множество циклов нагружений.
Для работы при высоких давлениях применяются конструкции соединений с применением специальных фасонных металлических прокладок, работающих при температурах -253…+1200 ^{0}С и давлениях до 300 МПа в зависимости от материала прокладки,рис.7.10.

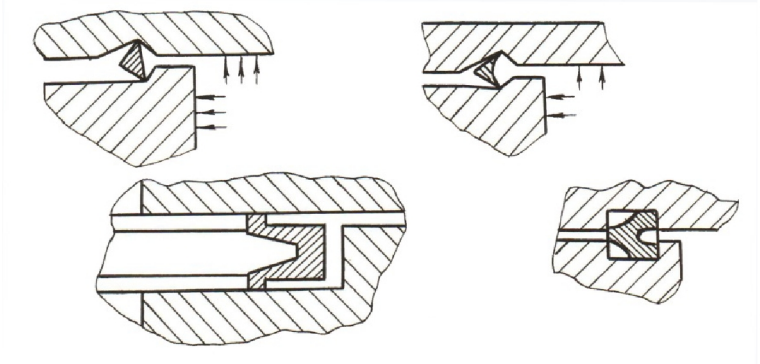


Рис. 7.10 – Фасонные металлические прокладки

Герметичность соединения при использовании таких прокладок увеличивается с увеличением давления – это самоуплотняющиеся конструкции.
Материалом для таких прокладок служат хромоникелевые сплавы, жаропрочные сплавы, например, инкопель, обычно с покрытием медью, серебром, золотом, никелем, фторопластом.
Широкое распространение в последнее время получают полые металлические кольца, работающие при высоких давлениях и температурах. Существуют следубщие типы колец: кольца из трубок, сваренных в стык, газонаполненные кольца, самозапирающиеся кольца (рисунок 7.11).

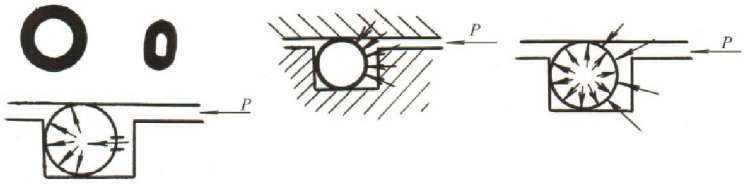


Рисунок 7.11 – Полые металлические кольца:
а – газонаполненное;
б – полое с отверстиями

Наиболее распространен первый тип колец (рисунок 10,а), применяемые при давлениях до 700 кг/см2 и температурах от -250 ^{0}С до +1650 ^{0}С. Тонкостенной трубке (d=0,13 мм) придается конфигурация канавки, а затем концы трубки свариваются в стык. Обычно наружный диаметр используемой трубки выбирается от 3 мм и выше (до 12 мм), а диаметр уплотнения от 100 мм и выше. При сборке трубки подвергаются предварительному обжатию в пределах упругой деформации: диаметр трубки сжимается по высоте на 20-30 %. Подобные соединения работоспособны в течении длительного срока службы и хранения. Потребное усилие затяжки при применении подобных колец уменьшается примерно в 10 раз по сравнению с усилием затяжки плоских прокладок. Газонаполненные трубки свариваются в атмосфере сжатого газа и используются при высоких температурах и относительно малых давлениях. При нагреве газ в трубке расширяется, его давление повышается, благодаря чему увеличивается степень прижатия трубки к стенкам канавки (рисунок 7.11 а).
Самозапирающиеся кольца представляют собой обычные кольца, в которых со стороны уплотняемого давления имеются отверстия. Такие кольца работают при давлениях до 3500 кг/см2 (рисунок 7.11, б).
Иногда уплотнение создается без помощи прокладок – посредством обжатия материала самих деталей.
Качество герметизации металлических уплотнений во многом зависит от точного осевого положения деталей, при котором было бы обеспечено требуемое контактное давление между ними. Очевидно, это требование накладывает ограничения при конструировании узла, т. к. элементы конструкции в собранном состоянии должны обладать большой жесткостью в осевом направлении.
Эти недостатки устранены в металлическом уплотнении, представляющие собой видоизмененную кольцевую пружину, которая допускает без нарушения герметичности относительно большие осевые перемещения уплотнительных колец как при монтаже, так и при изменении зазоров в эксплуатации.
Это уплотнение предназначено для герметизации соединений с внутренним подводом давления. Оно состоит из внутреннего 1 и внешнего 2 конусных колец, смонтированных в проточке корпуса, в который они сжимаются в осевом направлении до ширины W (рисунок 7.12).

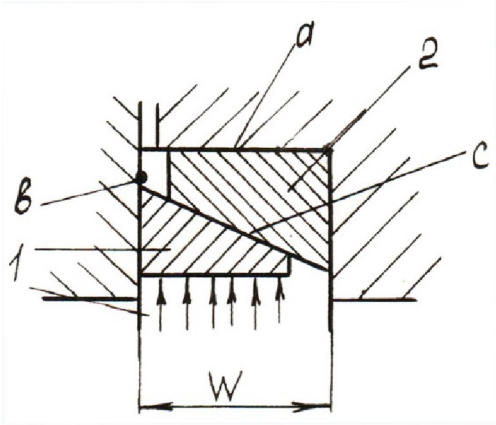


Рисунок 7.12 – УН соединение

Площадь сечения внутреннего кольца значительно (на 50%) больше внешнего кольца 2. При монтаже внутреннее кольцо подвергается радиальному сжатию, а внешнее – расширению, в результате чего последнее раздается, обеспечивая плотный контакт с внутренней поверхностью канавки «а». Одновременно с этим обеспечивается герметичность стыка между торцевыми поверхностями внутреннего кольца й и соприкасающейся с ним детали и стыка «с». Рабочие поверхности деталей уплотнения обрабатываются до высоты неровностей 0,6…0,8 мкм. Для изготовления элементов уплотнения применяются чтыки, имеющие одинаковые коэффициенты теплового расширения, обычно это легированные стали. При этом одному кольцу придается высокая внешняя твердость (Re 60-62) и внутренняя твердость (Re 38-40). Выбор и расчет параметров уплотнения производится с учетом требования, чтобы увеличение внешнего диаметра D2, обусловленное осевым перемещением внутреннего кольца при заточке не превышало 0,5% от номинала.
Величина осевого перемещения для случая превышения площади сечения внутреннего кольца над сечением внешнего на 50%, а также деформации как внешнего, так и внутреннего колец определяется по выражению

$$\Delta e = \frac{0{,}003 D_2}{tg\alpha}$$

Угол α конусности колец выбирается 20%. Величина этого угла выбирается из условий, чтобы $tg\alpha$ превышал коэффициент трения колец. Это обусловлено тем, что в противном случае внутреннее кольцо в результате самоторможения не будет развивать осевой нагрузки на корпус сальника, требуемой для обеспечения герметичности уплотнения. Увеличение угла сопровождается увеличением осевых усилий для монтаже уплотнения.

Уплотнения УН соединений резиновыми кольцами.

Для уплотнения УН соединений применяют кольца прямоугольного, круглого сечений. Распространенная ширина сечения прямоугольных колец b=4…6 мм и толщина h=6…8 мм (рисунок 7.13).

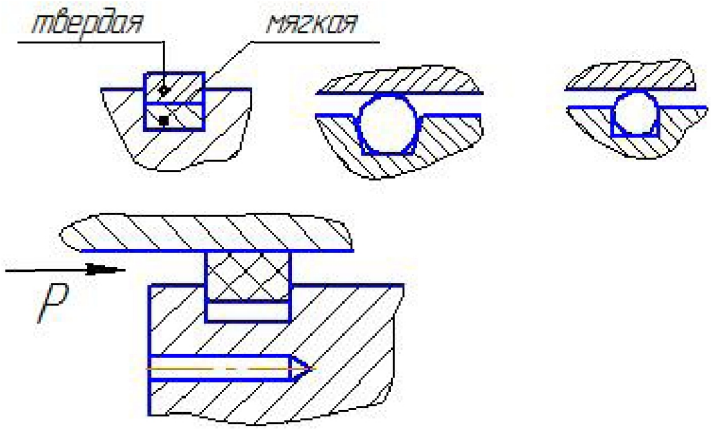


Рисунок 7.13 – Типы уплотнительных колец из эластомеров, применяемых в УН соединениях:
а) – прямоугольного сечения;
б) – с подводом рабочей среды;
в) – круглого сечения.

Основным преимуществом уплотнения этого типа являются малые габариты. Глубина канавка h под кольцо прямоугольного сечения должна быть такой, чтобы при монтаже кольцо получило радиальное обжатие (0,1…0,2 мм). Площадь контакта резинового кольца увеличивается с увеличением давления прямо пропорционально. С увеличением давления увеличивается также сила трения на кольце. Срок службы резиновых колец значительно снижается с повышением рабочего давления, т.к. помимо увеличения плотности контакта разрешение идет за счет выдавливания кольца в зазор. Если зазор достаточно велик, а кольцо изготовлено из мягкой резины, то весь материал кольца может выдавливаться в зазор. Выдавливанию прямоугольного кольца способствует закругление внешних кромок канавок ,в которую помещается кольцо. Чтобы устранить явление затягивания применяют уменьшенные зазоры и резину повышенной прочности. Для обеспечения достаточной упругости колец их делают двухслойными (рисунок 12, а). Для повышения плотности контакта резинового кольца в канавку часто подводится давление жидкости (рисунок 7.13, б).

Особенности уплотнений с эластомерными кольцами в замкнутых канавках определяются специфическими свойствами резины. Вследствие малости модуля упругости E_σ и практически неизменного объема при деформациях, резины способны передавать давление среды на контактирующие поверхности, как сильно вязкие жидкости. релаксация напряжений проявляется в снижении начального значения qуд уже в первые часы после монтажа уплотнения. В дальнейшем (в течение нескольких лет) снижение контактного давления происходит вследствие старения, сопровождающегося накоплением необратимых остаточных деформаций. Поверхность кольца принимает форму поверхности, контактирующую с ней. очень важное значение имеет зависимость свойств резины и прежде всего модуля E_σ от температуры t. При температуре ниже температуры стеклования, резина становится подобной мягким металлам, и уплотнение часто теряет герметизирующую способность. Необходимо учитывать объем и размеры колец из-за взаимодействия резины с рабочей о окружающими средами. В настоящее время подавляющее большинство уплотнений в агрегатах на основе резин выполняют с помощью колец круглого сечения. остальные виды колец (прямоугольного, X- и V- образного, эллиптического сечений) отличаются от колец круглого сечения в основном лишь распределением контактного давления по контактным поверхностям.

Для размещения круглых колец применяют прямоугольные и угловые канавки (рисунок 7.13,в). Уплотнения с угловыми канавками отличаются высокими герметизирующими

качествами, но обладают относительно большим трением, поэтому их применяют преимущественно именно в УН соединениях.

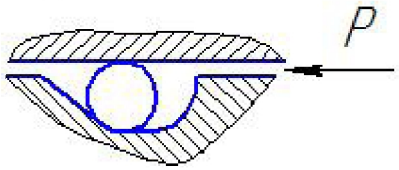


Рисунок 13 – Сужающаяся форма канавки

В УН соединениях применяются также канавки с основанием, наклонным в направлении действия давления среды стенкой канавки. В этих канавках под давлением среды кольцо сужается и заклинивается.

При установке кольца диаметром d в замкнутую канавку высотой H (рисунок 14, а) на уплотняемых поверхностях шириной l0 возникает начальное контактное давление qуд=qi, определяемое относительной деформацией сжатия $\varepsilon = \dfrac{d-H}{d}$, модулем эластичности E_σ и формой кольца (влияние формы сечения кольца на модуль эластичности E_σ материала детали учитывает коэффициент формы Кф, равный отношению площадей опорной и боковой поверхностей). Давление pi меняется вдоль l0. Среднее значение pi для колец круглого, прямоугольного и эллиптического сечений при хорошо смазанной опоре (резиновые кольца перед установкой обязательно смазываются) связано с ε зависимостью [9]

$$q_{уд} = K_\phi \varepsilon_\sigma \left|\ln(1-\varepsilon)\right|$$

$$\varepsilon = 1 - e - \frac{q_{уд}}{K_\phi E_\sigma}$$

При $\varepsilon \le 0{,}25$, $q_{уд0} = K_\phi E_\sigma \varepsilon$, где $K\phi = 1 + \left(\dfrac{0{,}5l}{H}\right)^2$. Для кольца круглого сечения Кф=1,25. Для кольца прямоугольного сечения Кф=1,1.

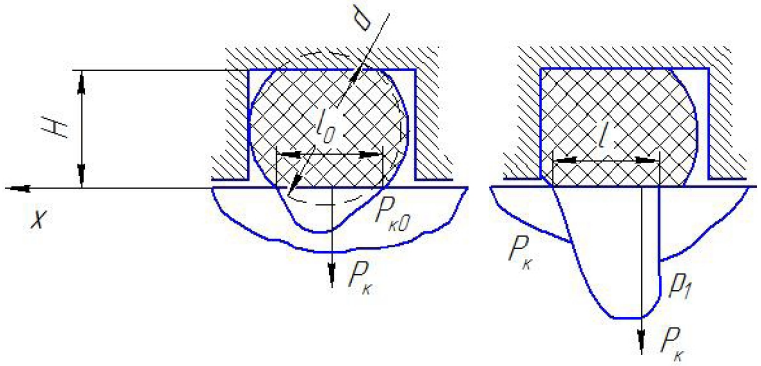


Рисунок 14 – Кривые распределения контактного давления при установке кольца (а) и действия давления среды (б)

Распределение давления по уплотняющей поверхности с координатой x для кольца круглого сечения описывается параболой с максимумом $q_{удmax}$=1,5$q_{уд0}$. Для колец со сложным профилем сечения используют экспериментальные кривые $q_{уд}(x)$ (рисунок 15).

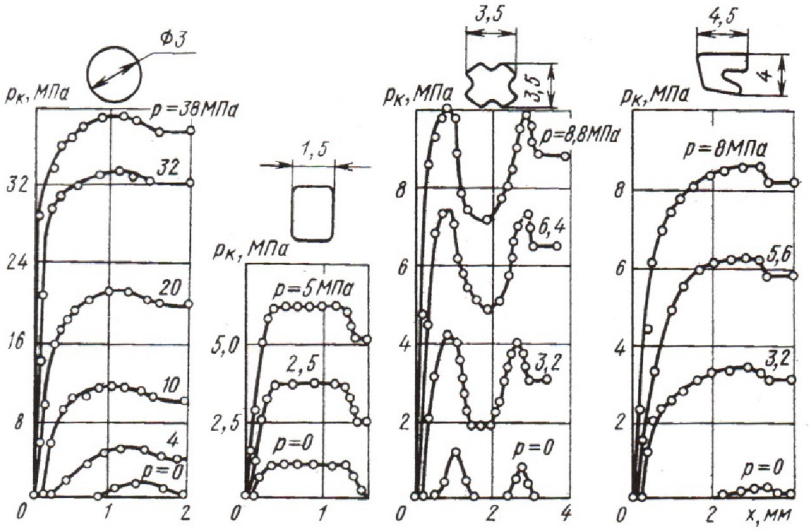


Рисунок 15 – Кривые распределения контактного давления по контактной поверхности колец различного профиля при действии давления среды [9]

В первом приближении кривые распределения $q_{уд}$ соответствуют форме сечения кольца и $q_{уд0} = K_ф E_\sigma \varepsilon$. Экспериментальные зависимости $q_{уд0}(\varepsilon)$ для колец круглого сечения и стандартного цилиндрического образца показаны на рисунке 16 (соответственно кривые 1 и 2).

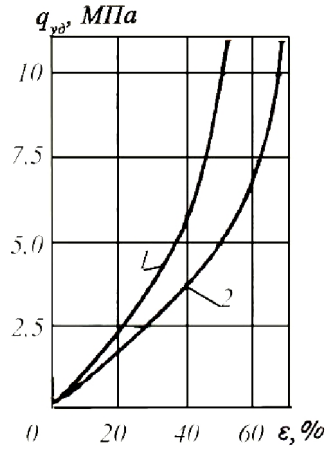


Рисунок 16 – Зависимость среднего контактного давления от относительной деформации сжатия

Для многих расчетов удобнее использовать зависимость удельного усилия $\overline{P}_0$ (отнесенного к единице периметра кольца) от относительной деформации сжатия (рисунок 17).

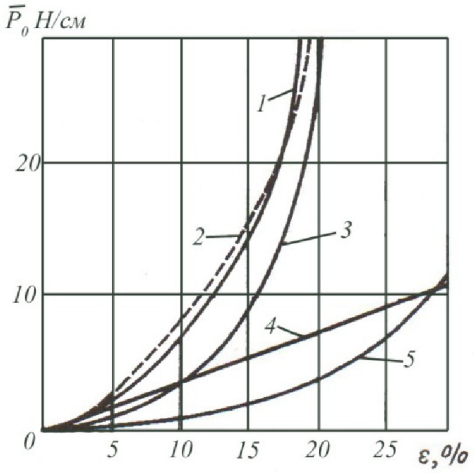


Рисунок 17 – Экспериментальные зависимости удельного усилия от относительной деформации сжатия для колец и манжет различного сечения:
1, 2, 3 – кольца круглого, прямоугольного и образного сечений; 4, 5 - манжеты

Учитывая уменьшение $q_{уд0}$ в результате старения и релаксации при повышенной температуре эксплуатации, при монтаже кольца назначают $q_{уд0}$=1,5…3 МПа, что соответствует $\varepsilon = 0{,}15...0{,}35$ при $E_\sigma = 7...12 МПа$. При этом в конце эксплуатации $q_{уд0} \geq 0{,}25 МПа$ и сохраняет герметичность. Обычно при точении или фрезеровании канавок под уплотнения Rz=5…20 мкм, $\gamma = 5...7^0$, B_{imax}=1000…400 мкм. Заполнение регулярных микронеровностей резиной заканчивается при $q_{уд0}$=0,5…1 МПа.

Направление следов обработки (параллельных при точении и перекрещенных при фрезеровании и грубом шлифовании) сильно влияет на герметичность, герметичность повышается, если следы обработки перпендикулярны потоку утечки и уменьшаются при совпадении их направлений. Особенно большое влияние на герметичность оказывают дефекты – сквозные риски, раковины, загрязнения не всегда заполняемые при $q_{уд0}$. Вероятность появления различных дефектов пропорциональна параметру уплотнения, вероятность появления сквозных дефектов – обратно пропорциональна ширине контакта l0. Поэтому для кольцевых уплотнений существует некоторая минимальная ширина $l_{0\min} = \varepsilon d$, необходимая для обеспечения герметичности, и, зависящая от шероховатости. Для грубо обработанных канавок необходимо применять кольца с большим сечением. Зависимость относительной ширины контакта $\bar{l}_0 = \dfrac{l_0}{d}$ от ε для кольца круглого сечения показана на рисунке 18.

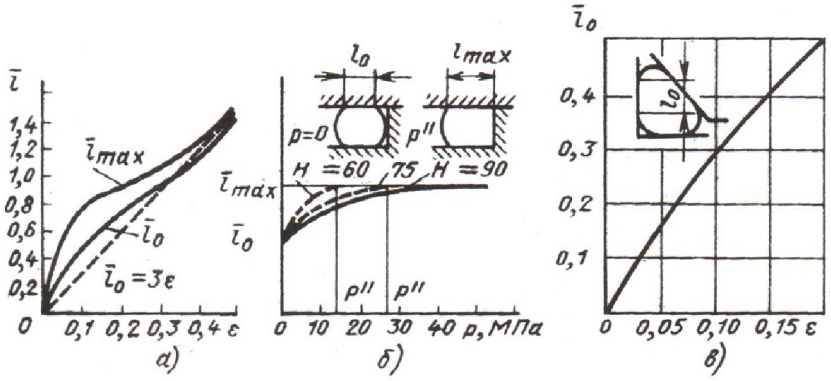


Рисунок 18 – Зависимости относительной ширины контакта от относительной деформации (а, в) и давления среды (б)

Проектирование мест установки под уплотнения эластичными кольцами

При конструировании мест установки под эластичные кольца руководствуются следующими основными правилами:

1. Начальная деформация сечения кольца должна обеспечивать необходимое контактное давление во всех условиях эксплуатации. Только в конце срока эксплуатации контактное давление может снизиться до критического значения при котором наступает разгерметизация.
2. Кольцо должно быть установлено в канавке так, чтобы под нагрузкой не перемещалось.
3. Объем канавки должен быть больше объема кольца с учетом допусков на изготовление и набухания кольца под действием давления среды.
4. Зазор между сопрягаемыми поверхностями с учетом температурных силовых деформаций должен быть меньше зазора, при котором происходит выдавливание кольца.
5. Поверхность сопрягаемых с кольцом деталей должна иметь оптимальную шероховатость (дефекты в виде рисок, раковин и т.п. строго регламентируют и подвергают обязательному контролю)

Существуют четыре типа посадок уплотнений, для которых выбор колец мест установки различен. Рассмотрим на примере уплотнений наиболее распространенными кольцами круглого сечения при установке в цилиндрическую канавку. на рис. 19, б показано радиальное уплотнение, в котором кольцо установлено с натягом по внутреннему диаметру канавки, уплотняет сопряженный цилиндр наружным диаметром Dp, размер которого перед сборкой соединения в ответственных случаях рекомендуется контролировать. На рис. 19,а показано радиальное уплотнение для внутренней поверхности, которым кольцо установлено в канавку с натягом по наружному диаметру.

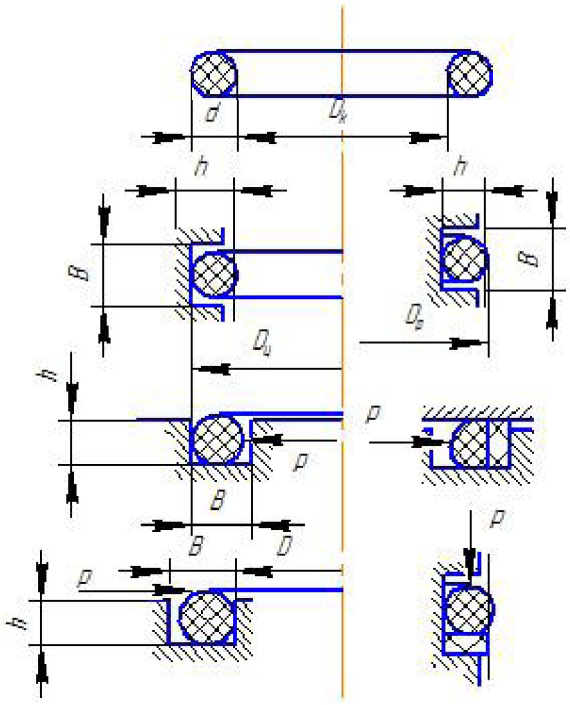


Рисунок 19 – Схема установки кольца в посадочные места

На рисунке 19, в показано торцевое уплотнение плоского рахъема при действии давления среды изнутри. Кольцо устанавливают в канавку Dц с обжатием по наружному диаметру до 3%, т.е. с учетом допусков выбирают соотношение $D_к + 2d \geq D_ц$. Такое же уплотнение при действии давления среды снаружи показано на рис. 19, г. Кольцо устанавливают в канавку растянутым по внутреннему диаметру на 1-5% (пределы растяжения определяются

допусками на размеры посадочного диаметра D-$D_к$ кольца и канавки). Для обеспечения работы уплотнений при давлении свыше 20 МПа рекомендуется устанавливать защитные шайбы из фторопласта или аналогичных материалов, которые под действием давления закрывают зазор и предотвращают выдавливание колец (рис. 19, д – для торцевого уплотнения и рис. 19, е – для радиального). При давлении до 20 МПа кольца можно устанавливать без защитных шайб, обеспечивая практически допустимые значения зазоров (табл. 3). Выбор размера сечения кольца зависит от периметра уплотнения. При увеличении периметра уплотнения допуски на неточность изготовления и число возможных дефектов увеличиваются, поэтому при больших периметрах уплотнения следует увеличивать размеры сечения кольца (и соответственно канавки). При этом повышается надежность уплотнения. Поскольку их значения велики, для правильной установки кольца важно сочетание допусков канавки и кольца.

Таблица 3 – Допустимые зазоры

p, МПа	Зазор, мм, на сторону (с учетом деформации) при твердости резины IRHD		
	70	80	90
0-5	0,10	0,12	0,15
5-10	0,06	0,08	0,10
10-15	0,03	0,06	0,06
15-20	0,02	0,04	0,04

Внутренний диаметр кольца Dк выполняют несколько меньше, чем диаметр места установки, чтобы обеспечить посадку в канавку с растяжением кольца.

Для канавок во фланцах сложной формы необходимо с высокой точностью определить и ограничить допусками периметр L стороны, которая является опопрной для кольца. Затем следует определить эквивалентный диаметр опорной стороны канавки $D_ц = \frac{L}{\pi}$ и назначить ширину канавки В, допуски и требования к обработке. При мелкосерийном производстве крупных изделий (D>400 мм) для герметизации разъемов корпусов, находящихся при малом давлении, применяют кольца из шнура, соединенные в месте стыка способом вулканизации. Шнур укладывают в канавку, размечают, отрезают и затем вулканизируют.

Такое кольцо более точно прилегает к опорной стороне канавки, но имеет более грубые размеры в месте стык, чем кольцо, изготовленное в пресс-форме. Для уплотнений внутренних соединений, к которым не предъявляют жестких требований к герметичности, целесообразно применять кольца уменьшенного сечения. Это существенно снижает габариты и массе узлов с большим числом уплотнений.

Размеры канавки должны обеспечивать деформацию сжатия кольца по сечению для создания необходимого контактного давления $p_{к0}$ при всех сочетаниях допусков на размеры канавки и кольца. При низком давлении герметичность обеспечивается при среднем контактном давлении не менее 0,2 МПа. Значение $p_{к0}$ определяется относительной деформацией сжатия ε и мало зависит от диаметра сечения d, поэтому для всех размеров колец выбирают $\varepsilon = 100\frac{(d-h)}{d}$, где h – сумма высоты канавки и зазора между деталями с учетом эксцентриситета.

При разнородных материалах мест установки учитывают увеличении зазора вследствие температурных деформаций, а при тонких стенках – вследствие деформаций, происходящих под действием давления и других нагрузок. Кроме того, при расчете ε необходимо учитывать сплющивание колец радиальных уплотнений вследствие растяжения их в канавках. Начальная относительная деформация $\varepsilon_{\min}$ должна обеспечивать минимальное контактное давление p_{min} к концу эксплуатации изделия.

Верхний предел ε_{max} определяется сочетанием допусков. Как показал опыт, при $\varepsilon = 20-30\%$ накопление остаточной деформации происходит медленнее, причем $\varepsilon = 22-25\%$ соответствует наибольшей циклической долговечности. Таким образом, с учетом допусков на размеры и процесса старения резины необходимо для уплотнений наружных соединений обеспечивать:

$$\varepsilon_{min} = \frac{(Kd_{min} - h_{max})}{d_{min}}; \qquad \varepsilon_{max} = \frac{d_{max} - h_{min}}{d_{max}} \qquad (1)$$

Здесь К – поправочный коэффициент, учитывающий сплющивание колец ($К_1$), изменение сечения кольца и канавки на морозе ($К_2$), изменение сечения кольца вследствие набухания (растворения) резины в рабочей жидкости ($К_3$): $К=К_1К_2К_3$ (таблица 4).

Таблица 4 – Коэффициенты для расчета размеров канавок под эластомерные кольца

$D_к$, мм	$\Delta D_к$, %	$К_1$	$К_2$ при $\vartheta = -40...-50^0 C$	$К_1К_2$
До 10	4-6	0,95	0,99	0,94
10-20	3-4	0,97	0,99	0,96
20-70	2-3	0,98	0,99	0,97
Св. 70	2	0,98	0,99	0,97

Коэффициент К3 учитывают только для резин, объем которых уменьшается в рабочей жидкости. Если коэффициент объемного набухания $\Delta\overline{V} = \frac{V - V_0}{V_0}$, то изменение диаметра d сечения

$$d + \Delta d = d\sqrt[3]{1 \pm \Delta\overline{V}} \approx d \pm \frac{d\Delta\overline{V}}{3};$$

$$K_3 = \frac{d \pm \Delta d}{d} = 1 \pm \frac{\Delta\overline{V}}{3}$$

Если разность температурных коэффициентов линейного расширения материалов сопрягаемых деталей $(\alpha_A - \alpha_B)$ велика, то при низких температурах возможно значительное увеличение размера h_{max} и недопустимое уменьшение ε_{min}. Изменение высоты посадочного места Δh под влиянием температуры определяют по формуле

$$\Delta h = 0{,}5D\left[\frac{D_ц}{D}\alpha_A - \alpha_B\right]\Delta\vartheta,$$

где $\Delta\vartheta$ - перепад темпер$\Delta\vartheta$тур от 20 $_0$С до предельной нижней.

Ширина канавки. В определяет ее объем и существенно влияет на габариты соединения. Кольцо должно быть расположено в канавке свободно: объем канавки должен быть на 5-10% больше объема кольца с учетом неблагоприятного сочетания допусков. Это условие учитывает объемное набухание кольца в среде до 5%. Для резин с большой степенью набухания в рабочей жидкости необходимо предусматривать канавки с увеличенным объемом. Для уменьшения перемещения кольца в канавке желательно назначать ее ширину равной ширине d леформированного кольца. Для уплотнений внутренних соединений во многих случаях целесообразно назначать ε_{min} меньше расчетного (см. уравнение 1), чтобы

уменьшить ширину канавок и облегчить условия сборки (а следовательно, уменьшить вероятность повреждения колец при сборке).

Объем кольца $V_0 = \pi D_c S$, где Dc – диаметр центра тяжести сечения; S – площадь сечения кольца.

Для колец круглого сечения наибольший объем тороида $V_{0\max} = 0{,}25\pi^2(D_{\max} + d_{\max})d_{\max}^2$, где D_{max} – наибольший внутренний диаметр кольца, d_{max} – наибольший диаметр сечения кольца (оба размера берут с поправкой на набухание в среде).

Ширину канавки B выбирают по объему $V_{k\min} = k_з V_0$ ($k_з = 1{,}05...1{,}5$) по формулам:

для радиальных уплотнений $V_k = 0{,}25\pi(D_ц^2 - D^2)B$;

для торцевых уплотнений $V_k = 0{,}5\pi(D_ц + D)Bh$, где

Dц и D – наружный и внутренний диаметры канавки соответственно.

Применение и монтаж защитных колец. Защитные кольца для предохранения от выдавливания эластомерных колец в зазор рекомендуют применять при $\delta > 0{,}02мм$, пульсирующем давлении p>10 МПа или постоянном давлении p>20 МПа. Они обязательны в УН с кольцами из резин малой прочности (на основе кремнийорганических и фторсиликоновых каучуков) при p>1 Мпа. Допускается применять защитные кольца при p, меньшем указанных. Защитные кольца изготавливают преимущественно из фторопласта-4 цельными или торцово-спиральными (последние удобно монтировать в канавки). Цельные защитные кольца 1 монтируют с помощью конусных оправок 2 (рисунок 20). Предпочтительнее устанавливать их в открытые канавки (рисунок. 21, а), не подвергая деформациям при монтаже. это особенно относится к кольцам из более твердых пластмасс (на основе полиамида и полиуретана), которые для обеспечения монтажа в закрытые канавки выполняют разрезными. Применение размерных защитных колец снижает ресурс уплотнения при пульсирующих нагрузках, т.к. в месте стыка кольца происходит постепенное накопление повреждений. Размеры защитных колец (рис. 21, б) выполняют по технической документации: ширина равна высоте канавки [0,5(D_1-D_2)=h]. Допуски на D_1 – по h9, на D_2 – по H9. Толщина $s \pm 0{,}1мм$ составляет: при D_1<48 мм – 1,5 мм; при D_1=50…180 мм – 2 мм; при D_1=190…200 мм – 3 мм. Ширину канавки комплектного уплотнения увеличивают на s.

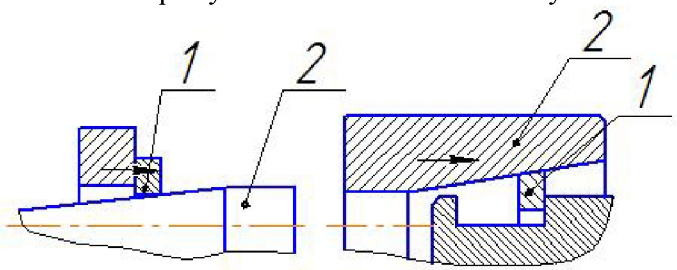


Рисунок 20 – Схема монтажа защитного кольца из фторопласта -4 в закрытую канавку

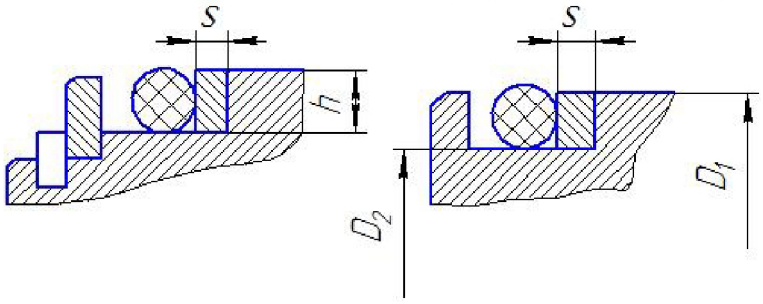


Рисунок 21 – Уплотнение с защитным кольцом в открытой (а) и закрытой (б) канавке

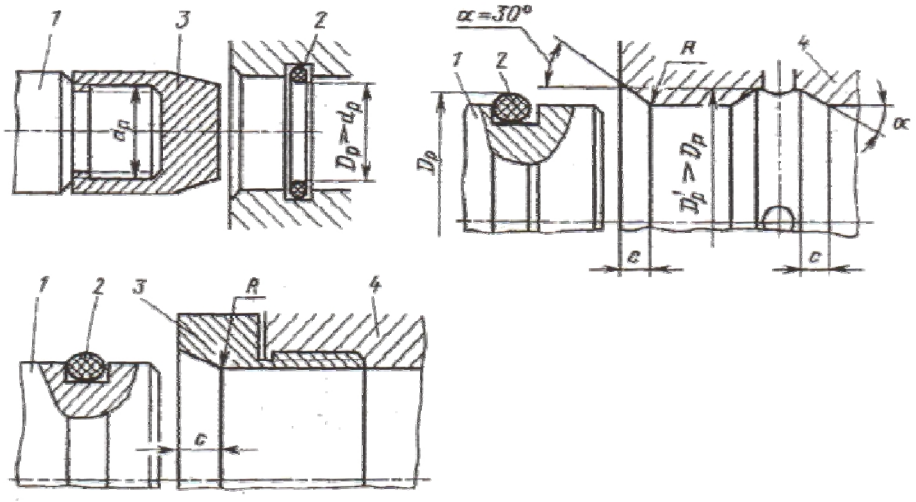


Рисунок 22 – Схемы правильного монтажа колец

При конструировании уплотнений и разработке технологии сборки должны быть предусмотрены элемента, обеспечивающие правильный монтаж уплотнений. Приступая к конструированию узла с уплотнениями, необходимо тщательно проанализировать последовательность сборки сопряженных деталей. Если вал 1, имеющий резьбу, шлицы, кольцевые проточки, фрезерованные канавки и т.п., при монтаже происходит через уплотнение 2, то максимальный диаметр выступающих частей d_p должен быть меньше минимального внутреннего диаметра кольца D_p (рисунок 22 а, б). При сборке необходимо применять оправки 3, защищающие кольца от возможных повреждений. В местах сверлений диаметр вала следует уменьшить, а в цилиндрах 4 предусмотреть проточки диаметром $D_p' > D_p$ для исключения среза кольца острыми кромками (рисунок 22, б). Заходные фаски (рисунок 22, б, в) должны иметь скругление линии перехода конуса в цилиндр и следующие размеры *c*, в зависимости от диаметра кольца (см. таблицу 5):

Таблица 5

d, мм	2	2,5	3	4	5	6
c, мм не менее	1,2	1.6	2	2,5	2,5	3

Таблица 6 – Ориентировочные значения силы $P_ф$

Угол фаски $\alpha,^0$	ε	Значения $P_ф$, МПа, при твердости резины		
		60	70	80
15	0,1	0,05	0,08	0,12
	0,2	0,15	0,24	0,35
	0,3	0,28	0,44	0,60
30	0,1	0,07	0,10	0,16
	0,2	0,20	0,34	0,50
	0,3	0,38	0,60	0,85

Для снижения трения при монтаже кольца радиальных уплотнений смазывают ПСМ. Чтобы кольца торцевых уплотнений не выпадали при сборке из канавок, их также смазывают ПСМ, который в данном случае действует подобно клею. ПСМ не должен вызывать изменения размеров колец. Для нитрильных резин применяют ЦИАТИМ-221 на основе силиконов или ЦИАТИМ-201 на основе минеральных масел. При заливке изделия рабочей жидкостью ПСМ постепенно растворяется в ней.

Сила трения $P_ф$ при монтаже колец зависит от твердости Н (модуля Е), резины, вида обработки, угла фаски α, степени деформации ε и применяемого ПСМ. При очень больших

усилиях монтажа должны быть продуманы и указаны в технологической документации методы сборки. Силу $P_ф$, Н, оценивают по табл. 5 и формуле:

$$P_ф = \overline{P}_ф \pi D_p d,$$

где $\overline{P}_ф$ - сила, отнесенная к площади $\pi D_p d$ и определяемая по составляющей силы трения для среднего контактного давления по фаске,

$$\overline{P}_ф = 0{,}5 E \varepsilon^{\frac{3}{2}} \left[\frac{f}{\cos\alpha} + \sin\alpha \right],$$

E – модуль упругости резины;

f – коэффициент трения (без ПСМ f=0,6…0,8; с ПСМ f=0,3…0,5).

В случае применения фторопласта-4 в качестве уплотнительного материала для УН соединений можно рекомендовать следующие допустимые контактные давления (см. таблицу 7).

Таблица 7 – Предельно допустимые давления для прокладок из фторопласта-4 [1]

Температура, ^{0}C	Значения pкmax, МПа, для соединения			
	открытого фланцевого	закрытого и типа шип-паз при радиальном зазоре, мм		
		0-0,1	0,2-0,3	0,5-0,7
-190	-	-	150	100
+20	40	54	-	-
+50	30	48	48	12
+100	18	20	20	6
+150	14	16	-	-
+200	10	12	-	-
+225	-	-	12	4

8.ПОДВИЖНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Очень часто в агрегатах, кроме зазоров между неподвижными деталями, приходится уплотнять также зазоры между деталями, совершающими вращательное или поступательно-возвратное движение. В некоторых случаях эти детали находятся в непрерывном движении, в других случаях - приводятся в движение периодически.

Разнообразные по конструкции уплотнения подвижных соединений делятся на два больших класса: контактный и бесконтактный, каждый из которых, в свою очередь подразделяется на радиальные и торцевые уплотнения.

Радиальные уплотнения уплотняют радиальный зазор между цилиндрическими поверхностями и препятствуют утечкам жидкости параллельно оси подвижных деталей. Торцевые уплотнения уплотняют торцовый зазор между плоскими или сферическими поверхностями и препятствуют утечкам жидкости в радиальном направлении. Существуют и смешанные уплотнения, представляющие собой комбинацию радиальных и торцевых уплотнений (например, кольцевые упругие и плавающие уплотнения).

Контактные уплотнения устраняют зазор или сводят его к минимуму и потому могут создавать очень высокую герметичность, но, как уже указывалось, они требуют дополнительной затраты мощности на преодоление трения, а поверхности, уплотняющие подвижные детали и, следовательно, без износа.

Статические уплотнения не устраняют, а только уменьшают зазор и потому могут создать лишь ограниченное уплотнение.

Динамические уплотнения препятствуют утечкам, отбрасывая жидкость в уплотняемую полость. На это затрачивается мощность и может происходить нагревание жидкости и деталей.

Хотя в некоторых типах бесконтактных уплотнений и нет непосредственной затраты сколько-нибудь значительной мощности в самом уплотнении, все же потери мощности существуют и здесь, так как утечки через уплотнении. Эквивалентны затрате мощности в соответствующих агрегатах на изменение состояния жидкости (давление, скорость, высота столба); значительные утечки могут потребовать избыточной производительности агрегатов.

Все это необходимо учитывать при выборе типа уплотнения для подвижных соединений.

8.1.КОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

От контактных уплотнений подвижных соединений требуется высокая герметичность, малый износ, небольшие затраты мощности на трение и длительный срок службы.

Герметичность любых контактных уплотнений зависит от перепада давления, плотности контакта уплотняющих поверхностей, свойств рабочей жидкости и материала деталей уплотнения, формы и чистоты поверхностей деталей, температуры рабочей жидкости и деталей уплотнения.

Интенсивность износа контактных поверхностей, уплотняющих подвижные детали и потери на трение пропорциональны давлению, относительной скорости и коэффициенту трения на контактных поверхностях и зависят от материала деталей, чистоты обработки их контактных поверхностей, а также от температуры деталей.

Срок службы контактных уплотнений зависит как от интенсивности износа контактных поверхностей, так и от продолжительности сохранения упругих свойств деталями уплотнения.

Как видим, работа контактных уплотнений зависит от многочисленных факторов; количественное влияние многих факторов на работу уплотнения недостаточно изучено и, кроме того, в большинстве случаев не может рассматриваться изолировано от остальных факторов, так как само зависит от сочетания последних.

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации различных типов уплотнений показывает некоторые приемлемые количественные соотношения, а также качественное влияние различных факторов.

Рассмотрим некоторые условие работы контактных уплотнений подвижных соединений.

Прежде всего следует отметить важную особенность уплотнения вращающихся соединений, заключающуюся в том, что контакт деталей уплотнения происходит здесь всё время по одной и той же поверхности. Поскольку уплотнение препятствует проникновению жидкости к месту контакта и смазке трущихся поверхностей, происходит нагрев и износ деталей уплотнения, тем более интенсивный, чем выше давление на контактной поверхности и относительная скорость. При уплотнении деталей, совершающих поступательно возвратное движение, контактная поверхность уплотнения непрерывно перемещается, что облегчает смазку контактной поверхности и отвод от нее тепла, но затрудняет приработку этой поверхности.

Для уменьшения трения и износа желательно, чтобы давление на контактных поверхностях было минимальным. Уменьшение давления лимитируется, однако, необходимостью обеспечить герметичность, которая часто требует давления на контактных поверхностях если не большего, то и не меньшего, чем рабочее давление жидкости. В этом отношении требование малого трения и износа противоречит требованию высокой герметичности.

Поэтому конструктору постоянно приходится решать, в какой мере удовлетворять каждое их этих противоречивых требований в каждом отдельной случае в зависимости от конкретных условий. В большинстве случаев решающим является обеспечение герметичности.

В некоторых случаях, в частности, при относительно большой протяженности хорошо подогнанных контактных поверхностей, вследствие высоких потерь на трение при протекании через них жидкости, а также, когда жидкость является несмачивающей, герметичность уплотнения может быть достигнута при давлении на контактной поверхности, меньшем (иногда в несколько раз), чем рабочее.

Величина пониженного (по сравнению с рабочим) контактного давления, обеспечивающего герметичность уплотнения, определяется экспериментально для конкретных условий работы; в отдельных случаях получены эмпирические или полуэмпирические расчётные формулы, справедливые для уплотнений, аналогичных исследовавшимся.

Если экспериментальные данные отсутствуют, то считается, что для обеспечения герметичности требуется давление на контактной поверхности не меньшее, чем рабочее.

Так как подвижное уплотнение обычно не может работать более пли менее длительно без смазки (охлаждения), то там, где нельзя другими способами обеспечить нормальную работу (подбор специальных материалов, сказка извне и т.п.), допускается некоторое протекание рабочей жидкости через уплотнение для его смазки (охлаждения) и обеспечения работоспособности.

В частности по техническим условиям (ТУ) ВВС Англии допускается для авиационных насосов утечка жидкости от 1 до 10 см³ за час работы, а технические условия ВМФ США допускают утечку 0,25 см³ за час работы. Разница в допускаемых утечках вызвана, вероятно длительностью работы агрегатов.

В ряде случаев было замечено, что в тех экземплярах уплотнения, в которых с самого начала наблюдалась некоторая утечка жидкости, т.е. в них имелась смазка, дальнейшего увеличения утечек не происходило, другие экземпляры, которые вначале обеспечивали полную герметичность, через некоторое время давали обильные утечки и даже выходили из строя. Независимо от того допускаются или не допускаются утечки рабочей жидкости на работающих агрегатах, внешние утечки под действием столба жидкости на неработающих агрегатах не допускаются.

Для уменьшения трения и износа требуется также уменьшение относительной скорости на контактных поверхностях. При данном числе оборотов относительная окружная скорость зависит от радиуса, на котором расположены контактные поверхности, уплотняющие вращающиеся детали. Поэтому, проектируя такие уплотнения, необходимо максимально уменьшать радиальные размеры их деталей, что способствует также лучшей герметизации полостей.

Однако уменьшение размеров уплотняемых деталей нередко ограничивается прочностью деталей или условиями сборки узла, особенностями конструкции, возможностями изготовления и т.п.

Относительная скорость на поверхностях, уплотняющих детали, перемещающиеся в осевом направлении, зависит только от скорости перемещения этих деталей, которая обычно не бывает большой и не зависит от размеров деталей. Все же и в этом случае уменьшение радиальных размеров деталей уменьшает общие потери на трение и улучшает герметичность уплотнения.

Кроме того, детали меньших размеров легче изготовить более точно.

Уменьшение трения и износа, при прочих равных условиях, в ряде случаев достигается, как мы видим выше, уменьшением давления на контактных поверхностях, благодаря чему между ними просачивается некоторое количество жидкости. Однако и в этом случав из-за специфических условий работы контактных уплотнений контактные поверхности работают в условиях не жидкостного, а полусухого трения, которое сопровождается выделением значительного количества тепла. Длительная работа контактного уплотнения возможна лишь в случае достаточно интенсивного отвода от него тепла трения.

Интенсивность трения и износа контактных поверхностей уплотнений зависит от чистоты обработки этих поверхностей. Чем грубее поверхность, тем больше и быстрее изнашивается уплотняющая деталь вследствие трения о неровности и риски на уплотняемой детали. Особенно вредны риски, направленные перпендикулярно относительной скорости. Как правило, контактные поверхности обрабатываются по 7-10 классам чистоты. Но обработка даже по 10 классу чистоты оставляет неровности, среднеквадратичная высота которых находится в пределах 0,1-0,2 мм. Высокая чистота поверхностей во многих случаях достигается шлифованием, полированием, притиранием. Нужно иметь в виду, что применение абразивов для обработки материалов, в которые он мог бы вкрапливаться (например, для деталей из магниевого, алюминиевого и медного сплавов, резины, пластиков), недопустимо, так как в последующем это приведет к повреждению контактных поверхностей. В этом случае применимы лишь полирование и притирание без паст или с безабразивными ластами, тонкое точение и т.п. Однако полирование может привести к нарушению правильности геометрической формы контактной поверхности (местное снятие материала, нецилиндричность и т.п.). Поэтому желательно в основном применять шлифование и притирание, а полирование - лишь в особых случаях и только тогда, когда уплотняющие материалы являются эластичными.

Слишком высокая чистота контактных поверхностей также может привести к увеличению трения и износа вследствие того, что на таких поверхностях не будет задерживаться жидкость, поверхности будут "прилипать" друг к другу на значительной площади и коэффициент трения возрастет.

Что касается коэффициента трения, то его величина зависит от пары материалов, из которых изготовлены сопрягающиеся детали, от чистоты поверхности, величины давления и относительной скорости, а также от характера движения. При прочих равных условиях коэффициент трения покоя значительно выше коэффициента трения движения и разница между ними зависит от времени, в течение которого детали находились в покое. Следовательно, при равных нагрузках и за равное рабочее время детали, находящиеся в непрерывной движении, будут изнашиваться меньше, чем детали с периодическим движением. При этой же причине усилия (или моменты), требующиеся для начала движения, оказываются большими, чем усилия, необходимые для поддержания этого движения в дальнейшем. Кроме того, коэффициент трения может изменяться в процессе работы вследствие появления вибраций.

Контактные уплотнения должны проектироваться таким образом, чтобы они компенсировали хотя и небольшие, но всё же неизбежные неточности изготовления деталей, как уплотняющих, так и уплотняемых (биение, перекос, смещение, отклонения в размерах и т.п.). Компенсация производственных неточностей, без чего невозможно осуществить высокую герметичность, достигается либо упругостью материала уплотнения, либо введением упругого элемента в конструкцию уплотнения, либо обоими способами одновременно.

Упругость уплотнения компенсирует также и износ контактных поверхностей, без чего нельзя добиться длительного срока службы уплотнения. Упругий элемент уплотнения обеспечивает постоянный контакт уплотняющих поверхностей.

Известно, что чем мягче уплотнитель, тем легче с его помощью получить высокую герметичность уплотнения. В то же время мягкий уплотнитель быстрее изнашивается, чем твердый и не всегда обладает достаточной упругостью, вследствие чего требуется применение упругого элемента в конструкции уплотнения, обеспечивающего достаточно прижатие контактных поверхностей.

Все контактные уплотняющие устройства можно разделить на четыре группы (рисунок 8.1).

1. Уплотняющие устройства с натяжением (рисунок 8.1), к ним относятся устройства, в которых герметизация достигается уплотнениями любого вида, заделываемыми в корпус устройства.

Устройство регулируется время от времени затягиванием гаек на нажимной втулке или крышке коробка уплотняющего устройства.

2. Автоматические уплотняющие устройства (рис. 8,11), к ним относятся устройства, в которых герметизация достигается давлением рабочей среды, прижимающей изолирующий элемент к трущейся поверхности. Эти устройства не требуют регулировки. Уплотнители делятся на манжетные и кольцевые. К первым (рис. 8.1, А) относятся манжеты всех профилей, ко вторым (рис. 8.1, Б) - фасонные уплотнительные кольца.

3. Радиальные уплотняющие устройства *(Рис. 8.1,8.111*), к ним относятся устройства, в которых герметизация достигается либо магкими уплотнительными кольцами в виде манжет, либо твердыми уплотнительными кольцами, состоящими из сегментов. Оба вида уплотнителей прижимаются радиально к валу или к штоку с помощью пружин, а аксиально-рабочей средой к торцу уплотнительной стенки камеры. Уплотнители этой группы делятся на неподвижные и плавающие. К первым относятся мягкие уплотнители, а ко вторым – твердые. В эту группу входят также поршневые кольца.

4. Механические уплотняющие устройства (рис. 8.1.4), к ним относятся устройства, в которых герметизация достигается на торцевых поверхностях уплотнительных колец: одного - вращающегося вместе с валом, а второго – прижимного аксиальной пружиной или давлением рабочей среды к первому с определенным усилием.

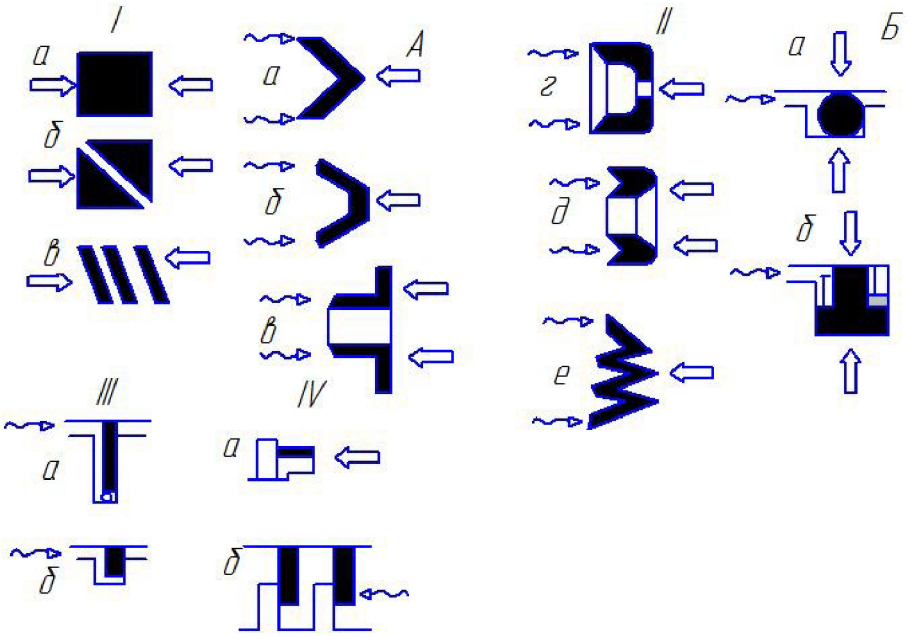


Рисунок8.1 – Схема классификаций контактных уплотняющих устройств

I - натяжные: а – квадратное; б – клинообразное; в – коническое.

II - автоматические: А – манжетные; а- -образное кольцо; б - -образное кольцо; в – фланец; г – манжета; д – С-образное кольцо; е – М-образное кольцо.

Б – кольцевые: а – О-образное кольцо; б – Т-образное кольцо.

радиальные: а – сегментное кольцо; б – поршневое кольцо.

механические: а – валовые; б – втулочные.

Основной недостаток контактных уплотняющих устройств состоит в том, что вследствие возникающего трения между поверхностями уплотнителя и деталью машин наступает износ их, и с течением времени уплотнители начинают пропускать рабочую среду. Любое контактное уплотняющее устройство работает только при определенной скорости движения вала, так как скорости сверх определенной величины могут вывести устройства из строя в результате перегрева.

Условия, в которых работают контактные устройства при вращательном движении, несколько хуже, чем при прямолинейном возвратно-поступательном движении.

Уплотняющие устройства, работающие в условиях вращательного движения, находятся под воздействием неизменного наибольшего рабочего давления, тогда как устройства, работающие в условиях прямолинейного возвратно-поступательного движения, испытывают воздействия переменных давлений, поскольку циклы работы поршневых машин проходят с непрерывно изменяющимся давлением от наименьшего до кратковременного наибольшего.

Скорость на поверхности вала при вращательном движении относительно неподвижных элементов уплотняющего устройства постоянна по величине и обычно превышает скорости при прямолинейном возвратно-поступательном движении. Силы трения при вращательном движении, возникающие между валом и уплотнителем, воздействует на него не по осевому направлению как при прямолинейном возвратно-поступательном движении, а касательно к боковой поверхности вала. Уплотнители стремятся повернуться в сторону вращения, вследствие чего может возникнуть затягивание валом мягких уплотнителей, что в свою очередь, приводит к недостаточности смазки уплотнителя и вала.

При вращательном движении поверхности валов подвергается от уплотнителей приработке и износу в одних и тех же сечениях, а при прямолинейном возвратно-поступательном движении приработка и износ распределяются равномерно по всей длине движения.

Уплотняющие устройства с натяжением или сальниковые уплотнения являются наиболее давними и в ряде случаев применяются до сих пор. Сальники изготовляются из ткани, пропитанной техническим жиром и графитом и спрессованной в специальных формах, или из фетра, асбеста, кожи, резины, пластиков и других эластичных материалов.

Сальниковые уплотнения применяются трех типов (рисунок 8.2)

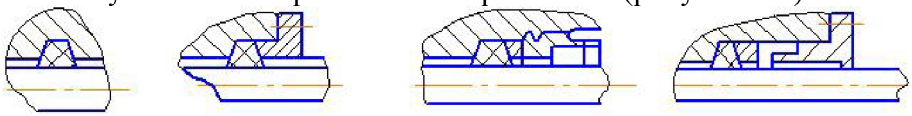


Рисунок8. 2 – Типы сальниковых уплотнений

Сальниковые уплотнители первого типа - нерегулируемые (см. рисунок 8.2а). Уплотняющая способность уплотнений этого типа зависит от первоначального натяга деталей в последующего износа сальника. Уплотнения второго в третьего типа - регулируемые (рисунок 8.2 б,в). В уплотнениях второго типа хуже уплотнений третьего, так как при усадке сальника они перестают уплотнять до подтягивания гайки. В уплотнениях третьего типа сальник постоянно поджимается пружиной и, кроме того, в этих уплотнениях ограничивается возможная затяжка сальника, чего нет в уплотнениях второго типа. Чрезмерная затяжка сальника может привести к защемлению валика и сильному нагреву и износу его.

Усилие трения уплотняющих устройств сжимаемого типа (см. рис. 8.3) приблизительно пропорционально рабочей поверхности уплотнителя и может быть подсчитано по формуле:

$$\mathrm{Pr} = g \cdot \pi \cdot D \cdot H = g \cdot F \text{, кг}$$

где D - наружный диаметр уплотнителя, мм;

H - высота (длина) уплотнителя, мм;

F - рабочая поверхность уплотнителя, см^2;

g - коэффициент трения (для пенькового уплотнителя с пропиткой равен 0,7-1,5; для комбинированного уплотнителя со свинцовой прокладкой 0,7-0,1; для уплотнителя из металлических колец с заполнением 0,7-0,9)

Потери на трение при мягком уплотнителе:

$W = g \cdot \pi \cdot d \cdot 0.15H$,

где d - внутренний диаметр уплотнителя, мм.

Утечка газовой рабочей среды приблизительно

$$\upsilon = \frac{(100\delta)^3 D \cdot \Delta p}{70 H \cdot z}$$, см³/сек

где δ - радиальный зазор, мм;

D - наружный диаметр уплотнителя, мм;

Δp - падение давления в уплотняющем устройстве, кг/см²;

H - высота (длина) уплотнителя, мм;

z - вязкость газа относительно воды при температуре равной 0□ С (z=5470η, где η – динамическая вязкость, кг/сек/м²).

Сальниковые уплотнения обычно используют при небольших давлениях до 3-5 кг/см² или немного больше.

Герметичное сальниковое уплотнение может надежно, длительно работать лишь в случае, когда выделяющееся вследствие трения тепло достаточно интенсивно отводится в рабочую жидкость или в материал окружающих деталей.

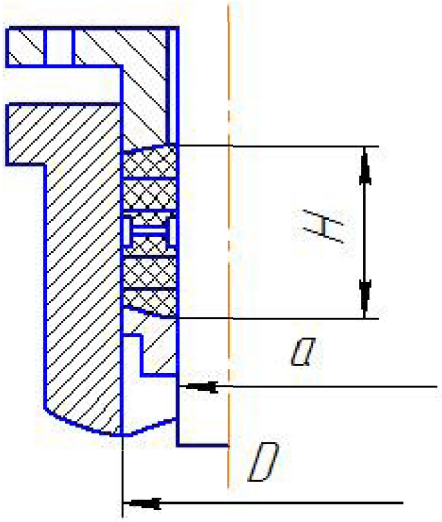


Рисунок 8.3

Если всё же требуется полностью предотвратить возможность попадания жидкости в какую-либо смежную с сальниковым уплотнением полость, то приходится дренировать полость непосредственно за сальниковым уплотнением и между него и полностью, в которую не должна попадать жидкость.

В агрегатостроении сальниковые уплотнения не нашли широкого применения.

Манжетное уплотнение. Широкое распространение в агрегатостроении получило манжетное уплотнение подвижных соединение, хорошо зарекомендовавшее себя в эксплуатации при умеренных скоростях и давлениях.

Находящиеся в возвратно-поступательном движении плунжеры и поршни имеют осциллирующее давление в результате нежесткости или износа опор. В этом случае большое значение имеют эластичные уплотнители, действующие от рабочей среды. Преимущество штоков и штуцеров с возвратно-поступательным движением заключается в рассеивании образующегося от трения тепла по всему цилиндру. При вращательном движении тепло необходимо удалять даже в тех случаях, когда охлаждающая жидкость поступает через смазочные кольца.

Основными типами применяющихся манжет являются конические, V- образные, $Г$ - образные и шевронные (см.рис.8.4а),а также применяются зластичные уплотнения для поступательно движущихся деталей(рис8.4б).

Эти названия соответствуют профилю манжет в поперечном сечении.

Манжеты изготовляются в специальных прессформах из различных марок натуральной и синтетической резины и пластиков.

Конические манжеты применяются исключительно для уплотнения вращательно движущихся деталей. Для уплотнения поступательно движущихся деталей они могут применяться лишь в случав очень малых перемещений этих деталей (например, для уплотнения кнопочных устройств).

V — образные манжеты могут применяться в равной степени для уплотнения деталей, движущихся как вращательно, так и поступательно.

Г — образные и шевронные манжеты применяются для уплотнения поступательно движущихся деталей.

Конические манжеты применяются в основном при небольших перепадах давления (до 10 кг/см²).

Манжеты V и Г-образные, а также шевронные, хорошо уплотняют средние и даже высокие перепады давления. (Низкие давления до 20-25 кГс/см², средние - от 20 до 100 кГс/см², высокие - выше 80÷100 кГс/см²). При этом чем выше рабочее давление и чем выше скорость на контактной поверхности, тем при прочих равных условиях меньше срок службы манжеты.

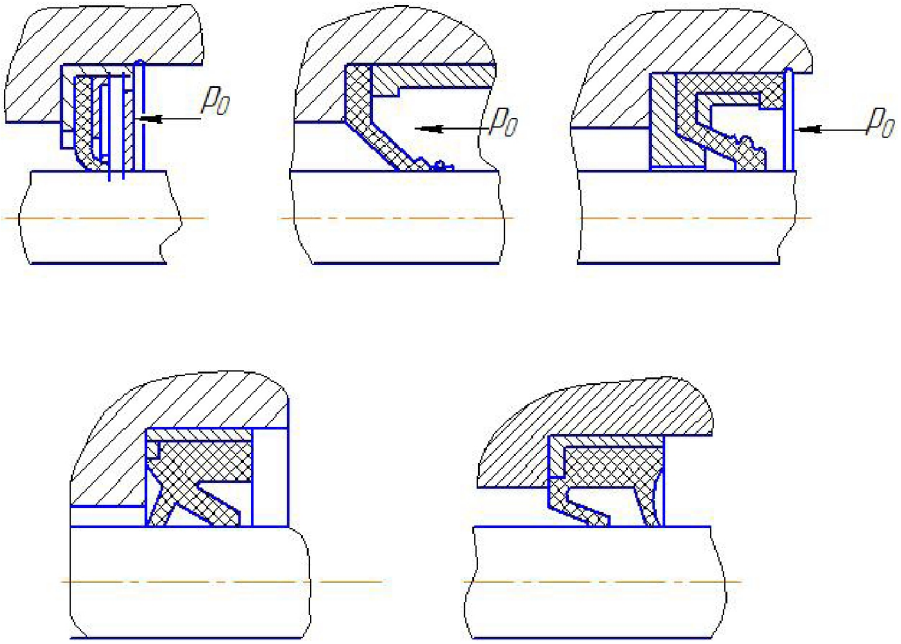


Рисунок 8.4а – Некоторые типы манжетных уплотнений

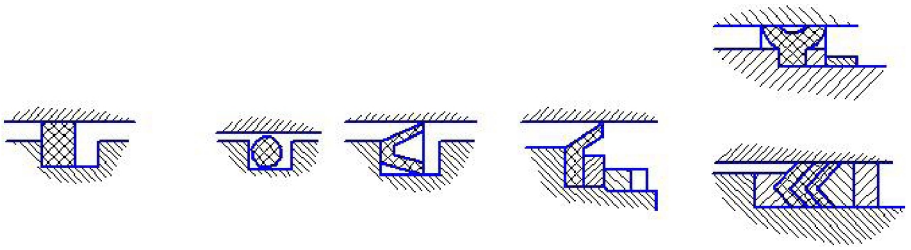


Рисунок 8.4б - Некоторые типы эластичных уплотнений поступательно движущихся деталей

а – кольцо прямоугольного сечения, б – кольцо круглого сечения, в – манжета V-образная, г – манжета Г-образная, д – манжета Т-образная, е – манжета шевронная

Предварительный контакт между манжетой и уплотняемой поверхностью создается или натягом манжеты, или специальное пружиной, или обоими: способами одновременно.

Кроме того, манжеты сконструированы так и располагаются таким образом, что давление жидкости увеличивает прижатие манжеты к уплотняемой поверхности, в результате чего плотность контакта автоматически увеличивается с увеличением давления жидкости, пока износ компенсируется упругостью и деформацией манжеты.

Примерно пропорциональное увеличение плотности контакта о увеличением давления жидкости является важной особенностью манжетного уплотнения.

При недостаточных давлениях на контактных поверхностях не гарантируется герметичность уплотнения. Слишком большие давления приводят к большому износу уплотняемых поверхностей, перегреву и даже разрушению манжеты.

Для лучшей герметизации уплотнения и уменьшения износа контактные поверхности уплотняемой детали обрабатываются с высокой степенью чистоты (соответствующей скорости и величине давления на контактных поверхностях) обычно в пределах восьмого-десятого классов.

Было замечено, что снижение чистоты обработки контактной поверхности уплотняемой детали на два класса увеличивает в некоторых случаях, при неблагоприятной расположении неровностей, износ резины примерно в 10 раз.

Хромирование контактной поверхности уменьшает трение и износ.

Как уже указывалось, применение абразива для получения высокой чистоты контактной поверхности недопустимо в тех случаях, когда детали изготавливаются из материалов, в которые абразив мог бы вкрапливаться при обработке.

Механические примеси и другие загрязнения уплотняемой жидкости также увеличивают износ деталей уплотнения. Поэтому нужно обеспечивать тщательное фильтрование и достаточную чистоту рабочих жидкостей.

Необходимую чистоту контактной поверхности манжеты ($\nabla 7$ и выше) получают непосредственно в прессформе, без последующей механической обработки, и проверяют по эталону.

Вблизи контактной поверхности манжете придают такую форму, которая обеспечивает предварительный натяг и способствует затем дальнейшему прижатию манжеты давлением жидкости к уплотняемой детали. Для этого, в частности, скашивают кромки манжет так, чтобы скошенная кромка, обращенная к рабочей жидкости, образовывала с поверхностью вала (стержня, цилиндра) в находящейся в рабочей жидкости, тупой угол.

Наличие на манжете кромок, которые в рабочем положении располагались бы перпендикулярно к уплотняемой поверхности, а тем более под острым углом к ней (отсчитывая угол со стороны уплотняемой жидкости), нежелательно и нецелесообразно.

Кромки манжет должны быть изготовлены крайне тщательно: на них не допускается никаких заусенцев, надрывов и других дефектов, которые могли бы привести к просачиванию жидкости.

Вследствие конструктивных особенностей многие типы манжет, способны создать уплотнения только в одном направлении.

Подвод жидкости под давлением в тыльной стороне таких манжет приводит к отжиманию манжеты от уплотняемых поверхностей и нарушению герметичности уплотнения. Если односторонними манжетами нужно создать уплотнение в различных направлениях, то необходимо устанавливать две или несколько манжет, расположенных соответствующим образом.

Для увеличения прочности и жесткости манжет и уменьшения нецелесообразной деформации их в боковом направлении под действием давления жидкости манжеты армируют металлическими деталями, а также опирают на специальные фасонные шайбы ("кольца жёсткости"), как показано на рисунке 8.4-в.

На рисунке 8.4-г,д изображены манжеты с двумя кромками - основной (рабочей) и вспомогательной. Последняя имеет на валу меньший натяг, чем рабочая, и служит для защиты от пыли и грязи, когда она обращена внутрь агрегата. Благодаря этому облегчаются условия работы и увеличивается срок службы основной рабочей кромки манжеты.

Давление манжеты на валик (стержень) складывается из трёх элементов:

во-первых, из давления, воздаваемого предварительным натягом манжеты. Предварительный натяг манжеты во многих конструкциях создается не только разностью

посадочных размеров манжеты и валика, но также специальными кольцевыми пружинами. Это давление не остается постоянным, оно увеличивается в случав набухания манжеты и уменьшается со временем вследствие релаксации материала манжеты и износа последней;

во-вторых, из давления, возникающего от прижатия контактной поверхности манжеты к валику давлением жидкости, действующим на поверхность манжеты, расположенную непосредственно над контактной поверхностью, это составляющая давления прямо пропорциональна давлению жидкости;

в-третьих, из давления, возникающего от прижатия контактной поверхности манжеты к валику частью усилия, создаваемого давлением жидкости на промежуточную поверхность манжеты, расположенную между контактной поверхностью и недеформируемой частью манжеты (основанием). Какая именно доля дополнительного усилия создает давление на контактной поверхности — зависят от ряда факторов, в частности, от соотношения размеров отдельных элементов манжеты и их жесткостей. В первом приближении можно считать, что дополнительное давление создается половиной усилия, действующего на промежуточную поверхность манжеты.

Суммарная величина давления на контактной поверхности манжетного уплотнения может быть записана так:

$$P = P_{предв.} + P_0 + P_{дополн.}$$

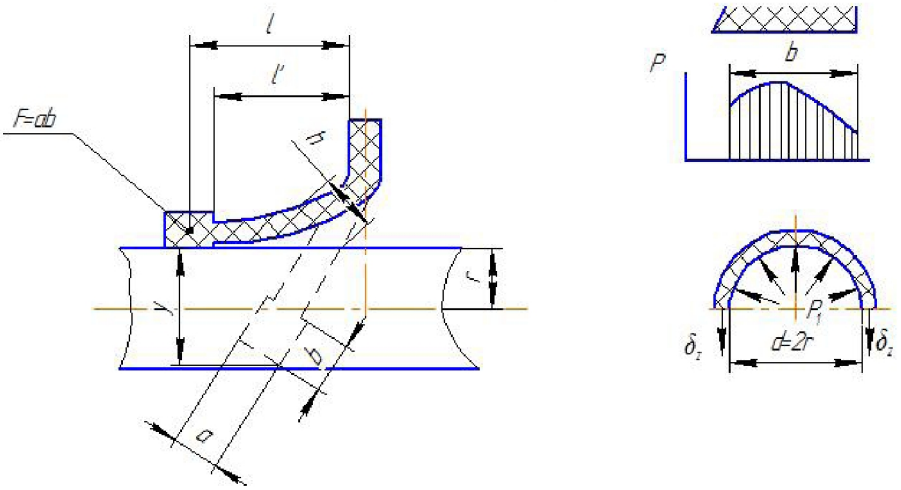


Рисунок 8.5

Определим величину давления на контактной поверхности конической манжеты (см. рисунок 8.5).

При установке манжеты на вал часть её, прилегающая к контактной поверхности, растягивается, вследствие чего на контактной поверхности возникает давление P_1, а в поперечном сечении F - напряжение растяжения σ_z. Пользуясь приведенными на рисунке обозначениями, можно написать:

$$P_1 \cdot b \cdot d = 2F \cdot \sigma_Z = 2a \cdot b \cdot \sigma_Z$$

а так как $\sigma_Z = E' \cdot \varepsilon = E' \dfrac{y}{r-y}$, $d = 2r$, то

$$P_1 = E' \frac{y}{r-y} \cdot \frac{d}{r},$$

Здесь E'условный ("секущий") модуль упругости. Так как материалы, в которых изготавливаются манжеты, не обладают постоянным модулем упругости, то в расчётах необходимо пользоваться условным модулем упругости, соответствующим данной величине относительной деформации.

Наряду с растяжением контактной поверхности манжеты растягивается и изгибается также её промежуточная часть (между контактной поверхностью и основанием), что приводит к появлению на контактной поверхности дополнительного давления P_2.

Пренебрегая растяжением промежуточной части манжеты и рассматривая изгиб элемента манжеты с единичной шириной, как балки, заделанной у основания, получим максимальное напряжение изгиба в про межуточной части манжеты:

$$\sigma_{изг.} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} = \frac{P_z \cdot b \cdot \alpha \cdot l}{\frac{h^2}{6}}.$$

То же напряжение может быть выражено через условный модуль упругости материала манжеты:

$$\sigma_{изг.} = \frac{3}{2} = \frac{E' \cdot h \cdot g}{l^2},$$

приравнивая эти напряжения, найдём давление P_2:

$$P_2 = E\frac{h^3 \cdot y}{4b \cdot l^3}.$$

Соотношение этих составляющих давления от предварительного натяга манжеты выразится так:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{4a \cdot b \cdot l^3}{r(r-y)h^3}.$$

Полное давление на контактной поверхности манжеты, создаваемое предварительным натягом, будет равно

$$P_{предв.} = P_1 + P_2 = E' \cdot y\left[\frac{d}{r(r-y)} + \frac{h^3}{4b \cdot l^3}\right].$$

Дополнительное давление на контактной поверхности, вызванное давлением жидкости на промежуточную часть манжеты, найдется следующим образом (см. рис. 5):

$$P_{доп.} = \frac{0{,}5P_{дан.}}{F_{конт.}} = \frac{0{,}5\Delta p \cdot l_1}{b} = \Delta p \cdot \frac{l_1}{2b},$$

где $\Delta p = p_0 - p_{СИ}$ есть перепад давления до и после манжеты;

l_1- проекция длины промежуточной части манжеты на направление контактной поверхности.

Окончательное суммарное давление на контактной поверхности конической манжеты (без учета давления, создаваемого пружиной) равно

$$P = P_{предв.} + P_a + P_{доп.} = E' \cdot y\left[\frac{d}{r(r-y)} + \frac{h^3}{4b \cdot l^3}\right] + P_a + \Delta p \cdot \frac{l_1}{2b}$$

Это уравнение справедливо также и для других типов манжет. Так как для герметичности достаточно иметь на контактной поверхности давление, равное давлению жидкости p_0, то для увеличения срока службы уплотнения необходимо уменьшать до приемлемой величины остальные составляющие суммарного давления p путем уменьшения таких размеров манжеты, как у. а, h и l' (но при этом уменьшится и размер l).

Последняя формула даёт среднюю величину давления на контактной поверхности показано на рис. 5. Чем больше деформация манжеты в данном сечении, тем больше в нём давление Р. Максимум давления несколько смещается в сторону от средней кромки, так как последняя обычно немного скашивается.

Зная суммарное давление на контактной поверхности, можно определить величину силы трения, возникающей при относительном перемещении манжеты и валика,

$$P_{тр.} = \mu \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot b,$$

где μ - коэффициент трения,

d - диаметр контактной поверхности валика (стержня),

b - длина контактной поверхности манжеты.

При вращательном движении вала момент трения определится следующим образом:

$$M_{тр.} = P_{тр.} \cdot \frac{d}{2}.$$

Мощность трения в уплотнении равна:

$$N_{тр.} = \frac{M_{тр.}}{75}.$$

Количество тепла, подлежащее отводу:

$$Q_{тр.} = 0{,}1755 N_{тр.ккал/сек.}$$

Резиновые конические манжетные уплотнения в авиапромышленности нормализованы и нормалями предусмотрена работа этих уплотнений в следующих условиях:

Температура……от -40°С до +140°С

Перепад давления……..до 10 кг/см²

Окружная скорость валика до 10 м/сек

Предварительный натяг:

на валках диаметром до 20 мм …… 1 мм

на валиках диаметром свыше …….. 2 мм.

При этом установлено следующее соотношение между окружной скоростью и чистотой контактной поверхности вала.

Соотношение между окружной скоростью и чистотой контактной поверхности вала

Таблица 8.1

Окружная скорость м/сек	До 3	От 3 до 5	Более 5
Чистота контактной поверхности	▽6	▽8	▽10

Устанавливая манжеты в корпусы, а также на поступательно движущиеся детали, нужно не допускать перемещения манжеты в месте крепления и в тоже время не допускать чрезмерной затяжки манжет крепежными деталями во избежании выпучивания, разрыва и других повреждений основания манжеты. Конические манжеты должны быть разгружены от больших боковых усилий, вызываемых значительным перепадом давления жидкости до и после манжеты. Авиационными нормалями рекомендуется при перепаде давления на такой манжете выше 0,5 кг/см² опирать манжету на специальное фасонное кольцо жесткости (см. рисунки 8.4-в). Манжеты не могут и не должны служить направляющими устройствами.

Манжеты нужно устанавливать с большим натягом на вал и с меньшим натягом в отверстие, так как растяжение оставляет манжету гладкой, а сжатие выше небольшого предела приводит к появлению складок, волнистости и нарушению герметичности.

Размеры манжеты выбираются так, чтобы при установке на вал ее внутренний диаметр (контактная поверхность) увеличивался на 5-10%. Манжеты для валов среднего диаметра устанавливаются в расточки корпусов с натягом 0,1-0,4 мм в зависимости от диаметра основания манжеты.

Все эластичные материалы, применяющиеся для изготовления уплотнительных элементов, обладают свойством релаксации напряжения под продолжительным действием нагрузки.

Давление на контактной поверхности манжеты, вызванное предварительным натягом, постепенно уменьшается.

Поэтому одним лишь совершенствованием формы манжеты не удается обеспечить надежные натяг между манжетой и валом в течение длительного времени. Следует иметь в

виду, что и в агрегатах кратковременного действия такие нужно заботиться о сохранении натяга манжеты в течение длительного времени, так как эти агрегаты могут до использования длительно храниться окончательно собранными. Для создания надежного натяга, который особенно важен для обеспечения герметичности на не работающем агрегате (т.е. при малых величинах P_O, соответствующих высоте столба жидкости), в канавку на поверхность манжеты, расположенной непосредственно над контактной, помещается специальная пружина, представляющая собой свернутую в кольцо спиральную пружину с толщиной проволоки 0,25-0,4 мм и диаметром витка 1,5-2,5 мм (см. рисунок 3). Внутренний диаметр кольцевой пружины примерно на миллиметр меньше внутреннего диаметра канавки манжеты в свободном состоянии, а манжета сжимается пружиной до тех пор пока усилия манжеты и пружины не уравновесятся. Размеры канавки должны быть такими, чтобы в этом состоянии пружина не могла соскочить с манжеты.

В рабочем положении пружина способствует равномерному прижатию манжеты к валу. Равномерное обжатие манжеты пружиной достигается лишь в том случае, если все витки пружины равномерно растягиваются под нагрузкой. Это необходимо проверять, так как возможны неточности при изготовлении пружины**.**

Манжеты могут быть изготовлены из кожи, антетической резины или различных пластиков. Выбор материалов зависит от конкретных условий работы уплотнения и должен производиться весьма тщательно.

При чистоте поверхности вала 8в, соответствующей средней высоте неровностей 0,5 мкм, кожаные и синтетические уплотнительные элементы удовлетворительно работали 1200-1500 час при окружной скорости 18 м/сек; при скоростях порядка 10-12 м/сек, срок службы уплотнения может быть значительно более длительным. Опыты показали, что в некоторых случаях на валах с неровностями до 3,7 мкм (▽5 л) и скорости до 18 м/сек уплотнения работали сотни часов.

Уплотняющая кромка манжеты в случае, если ее трение о вал приводит к значительному повышению температуры, твердеет, теряет упругость и трескается.

Для длительной работы манжеты требуется хороший отвод тепла от контактной поверхности. С увеличением диаметра вала условия для отвода тепла улучшаются.

Детали из разных марок резины, находясь в рабочей жидкости, различно изменяют со временем свои размеры, что нарушает стабильность их работы. Это обстоятельство нужно учитывать, выбирая соответствующим образом размеры манжет при их проектирования. Набухание манжеты приводит к значительному увеличению силы трения и износу, а также увеличивает чувствительность манжеты к неровностям контактной поверхности. Наоборот, усадка манжеты приводит к уменьшению давления на контактной поверхности и нарушению герметичности. При выборе марок резины для некоторых условий работы можно пользоваться.

Таблица 8.2 – Марки резины для некоторых условий работы

Рабочая среда	Интервал температур □С	Марки резины
Авиационные бензины и топливо Т-1	-30 ÷ +100	3825
	-55 ÷ +100	4327
Авиационные масла МС и МК	-30 ÷ +100	3834
	-45 ÷ +100	4410
Минеральные масла МВП и гидромасло ГМЦ-2	-60 ÷ +100	В-14
Спирто-глицериновая смесь	-45 ÷ +100	В-14

8.2. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ КОЛЬЦА КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Уплотнительное резиновое кольцо круглого сечения было известно более 100 лет тому назад, но только в последнее время оно нашло широкое применение. Эти кольца компактны, дешевы, небольших размеров, просты в обращении, не нуждаются в регулировке, обеспечивают герметизацию при широком диапазоне давлений и температур жидкостей, а также и при любом направлении возвратно-поступательного движения штока и имеют относительно низкий коэффициент трения.

Принцип герметизации кольцами круглого сечения заключается в следующем: резиновое кольцо, помещенное в канавку, проточенную в теле цилиндра или поршня на глубину, меньшую чем диаметр сечения кольца при сопряжении уплотняемых поверхностей деформируется на величину выступающей части.

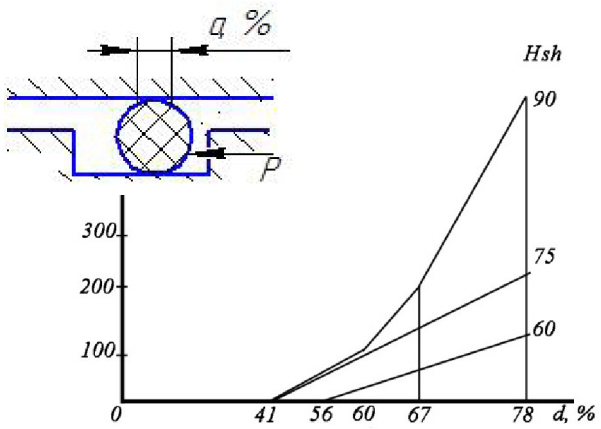


Рисунок 8.6 – Номограмма увеличения длины контакта кольца

Этот контакт кольца с рабочей поверхность цилиндра (при подвижном соединении создает герметичность соединения от образующегося предварительного натяга. Рабочая среда, проникая к кольцу между уплотняемыми поверхностями, давлением на боковую поверхность кольца увеличивает деформацию его и тем самым увеличивает поверхность контакта кольца с цилиндром, улучшая герметичность соединения.

На номограмме рис. 8.6 изображено увеличение длины контакта кольца в процентах от диаметра его поперечного сечения в зависимости от давления рабочей среды при различных твердостях резинового кольца.

Резиновые кольца круглого сечения широко применяют в пневматических и гидравлических силовых устройствах с возвратно-поступательным движением стержней, работающих при давлениях до 350 кг/см² в интервалах температур от -65 до +60°С, а также в неподвижных соединениях с уплотнением по торцу иди диаметру сопрягаемых поверхностей.

Резиновые кольца круглого сечения не применят для уплотнения соединений с вращательным движением вследствие сильного нагрева сопрягающихся поверхностей кольца и невозможности обеспечить отвод тепла.

Для колец рекомендуются следующие формы канавок (рис. 8.7): прямоугольная канавка 1 с наклоном стенок не более 5° и радиусами закругления 0,13 мм; - образная канавка 2 для сред при низких температурах; канавка 3 с поднутрением, которая применяется при небольшой скорости стержня**;** уменьшает выдавливание кольца.

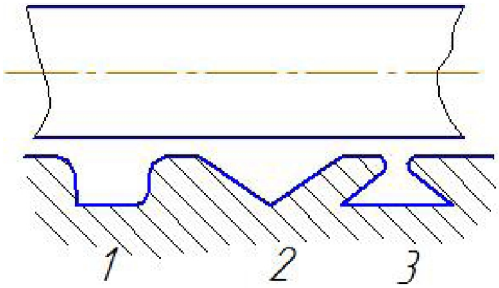


Рисунок 8.7 – Формы канавок для резиновых колец круглого сечения

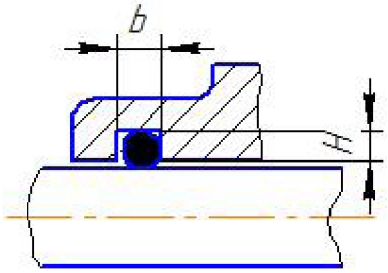


Рисунок 8.8 – Схема размеров канавок под уплотнительные резиновые кольца круглого сечения

Размеры колец принимаются по существующим стандартам. Размеры канавок изображены на рис. 8.8. Площадь поперечного сечения канавки должна быть больше площади поперечного сечения кольца, глубина H канавки на 10% меньше диаметра поперечного сечения кольца, а ширина в канавки в 1,5 раза больше того же диаметра. Ширина канавки может меняться в зависимости от условий, в которых применено уплотнение. Более широкие канавки применяют при возвратно-поступательном движении стержня, более узкие - при неподвижном соединении. Уплотняемая поверхность, контактирующая с кольцом, должна быть высокой чистоты с высотой неровностей 0,1-0,4 мк.

При проектировании канавок должно быть предусмотрено для всех случаев предварительное сжатие кольца в канавке, обеспечивавшее необходимую герметичность соединения.

На рисунке 8.9 показана зависимость величины предварительного сжатия кольца ν от диаметра его сечения d .

Единственным недостатком колец этого типа является так называемое "выдавливание", которое может происходить под воздействием давления рабочей среды, деформирующим резину в такой степени, что она вдавливается в зазоры. Степень выдавливания зависят от величины давления рабочей среды, зазоры между поверхностями сопрягаемых деталей и от твердости резины.

Для удовлетворительной работы при уплотнении подвижных соединений необходимо, чтобы наибольший зазор между уплотняемыми рабочими поверхностями в зависимости от давления был следующим:

Давление, кг/см²	Наибольший зазор, мм
до 40	0,1-0,2
40-100	0,06-0,1
100-200	0,02-0,06
свыше 200	менее 0,02

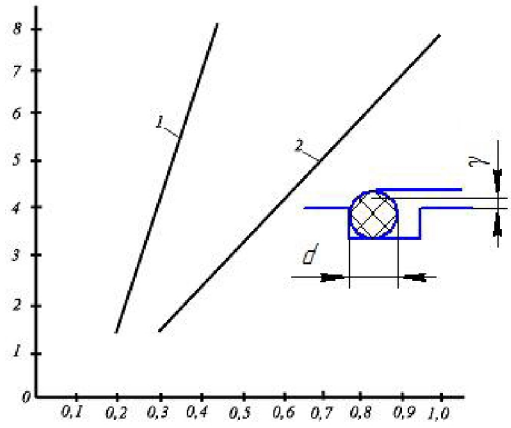


Рисунок 8.9 – Зависимость величины предварительного сжатия кольца. 1 – наименьшее, 2 - наибольшее

В целях предупреждения выдавливания кольца в зазор и ускоренного износа его внешние кромки боковых стенок канавки рекомендуется скруглять радиусом 0,02-0,08 мм. Посла шлифования стенок канавки угол наклона их но должен превышать 5-7°, так как увеличение этого угла и радиуса округления кромок равноценно увеличению зазора. Сопряжение боковых стенок с дном канавки должно иметь радиус несколько меньший, чем половина диаметра сечения кольца, но не менее 0,5-0,8 мм для малых сечений.

Опорные кольца различной конструкции для предотвращения выдавливания обычно изготавливаются из фторопластов и других материалов.

При уплотнении кольцами скорость скольжения стержней ограничивается 1,5 м/сек при ничтожно малом давлении рабочей среды. При уменьшении скорости скольжения давления рабочей среды может быть увеличено; предельное давление в статическом состоянии равно 105 кг/см². При каждом удваивании давления рабочей среды в диапазоне свыше 70 кг/см² долговечности уплотнительных резиновых колец круглого сечения уменьшается на 60%.

На рисунке 8.10 изображена деформация кольца круглого сечения при различных давлениях рабочей среды.

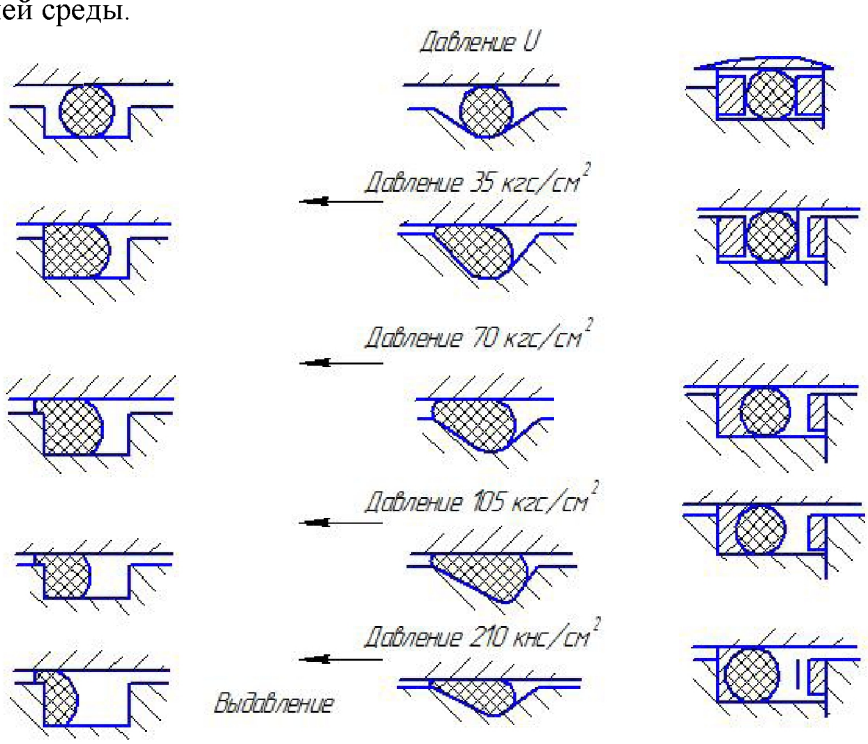


Рисунок 8.10 – Схема деформации резиновых уплотнительных колец круглого сечения в прямоугольных и V–образных канавках

При давлениях свыше 105 кгс/см² можно применять некоторые виды уплотнителей из кожи и из политетрафторэтилена с очень малыми радиальными зазорами.

Для герметизации соединений, работающих при высоких давлениях, можно использовать кольца круглого сечения при условии изготовления их из более твердого материала, уменьшения рабочих зазоров и применения опорных приспособлений, предотвращающих выдавливание кольца.

Кольца изготовляют обычно из резины марок 3826, 1078, В-14 и др. Для силовых устройств и для работы при низких давлениях рекомендуют кольца из резины В-14, как наиболее мягкой. Для неподвижных стыков, работающих при высокой температуре лучше применять силиконовую резину. Использование более твердых материалов для предотвращения утечки жидкости под большим давлением приводит к уменьшению долговечности уплотнений. При равной чистоте поверхности, одинакового давления и одинаковых зазорах кольца круглого сечения имеют более долгий срок службы, чем шевронные или V - образные манжетные. Это происходит потому, что кольца круглого сечения обеспечивают герметизацию до тех пор, пока она сохраняют способность прижиматься к сопрягаемым поверхностям. Когда первоначальное сжатие кольца снижается на 10%, уплотнение начинает давать утечку.

Шевронные или V - образные манжетные кольца имеют эластичные скосы, соприкасающиеся с сопрягаемыми поверхностями, и поэтому легко прижимаются к этим поверхностям под действием давления рабочей среды. Но так как эти кольца уплотняют только при движении стержня в одном направлении, то она изнашиваются быстрее, чем кольца круглого сечения.

Хорошие результаты получаются при применении колец круглого сечения в сочетании с гидродинамической смазкой, так как благодаря круглой форме кольца пленка смазки не стирается и не разрушается.

Кольца круглого сечения обладают способностью перекручиваться в случае, когда резина оказывается мягкой или трение очень значительно. Коэффициент трения для поверхности резинового кольца и сухой поверхности металла выше коэффициента трения для смазанной поверхности, поэтому трение кольца в состоянии покоя (статическое трение) или трение в начале движения выше динамического, т.е. трения скольжения под воздействием давления рабочей среды. При статических условиях внутреннее давление кольца выдавливает плёнку смазки, в результате чего получается контакт металла с резиной. Когда начинается движение, кольцо круглого сечения немного смещается путем перекатывания со своего первоначального положения, в результате чего образуется пленка жидкости (смазки) между поверхностями резины и металла. Затем движение качения переходит в движение скольжения. Если бы в начале движения кольца не было движения качения, то трение в начальной фазе движения было бы значительно большим, чем оно наблюдается в указанных условиях.

Сила трения уплотнительных колец круглого сечения определяется по формулам:

- для канавки в поршне

$$P = P_c \cdot \pi \cdot D_ц + P_h \cdot \frac{\pi}{4}\left(D_ц^2 - D_к^2\right), \text{ кг}$$

- для канавки в корпусе (цилиндре)

$$P = P_c \cdot \pi \cdot D_п + P_h \cdot \frac{\pi}{4}\left(D_к^2 - D_п^2\right), \text{ кг}$$

здесь P_c - сила трения, возникающая от предварительного сжатия кольца, на 1 см длины; принимается по номограмме (рис. 8.11), где максимальное относительное сжатие кольца (в процентах) определяется:

$$\frac{\gamma}{d} \cdot 100,$$

где $\gamma = \frac{D_п - D_ц}{2}$,

$D_n = D + 2d$.

D - внутренний диаметр кольца,

Dn - наружный диаметр кольца,

d - диаметр сечения кольца,

Pn - сила трения, возникающая от давления герметизируемой рабочей среды на 1 см² площади кольца, принимается по графику рисунок 8.12,

Dц - диаметр цилиндра,

Dк – диаметр канавки,

Dn – диаметр трения.

Потеря на силу трения (в процентах).

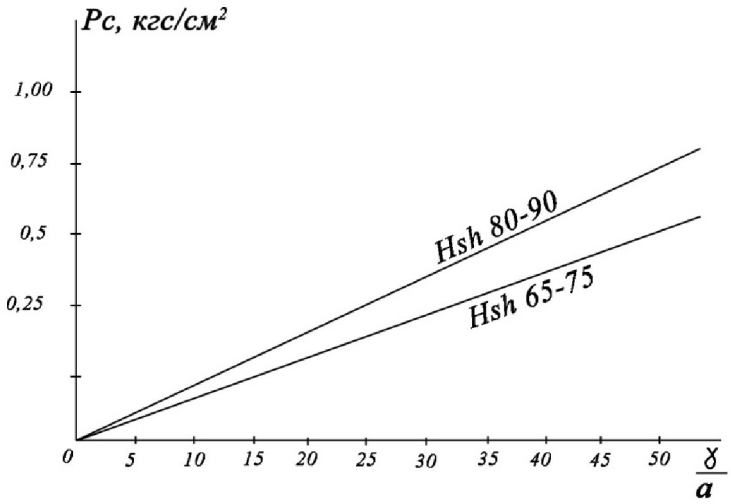


Рисунок 8.11 – Номограмма сил трения, возникающих от предварительного сжатия кольца

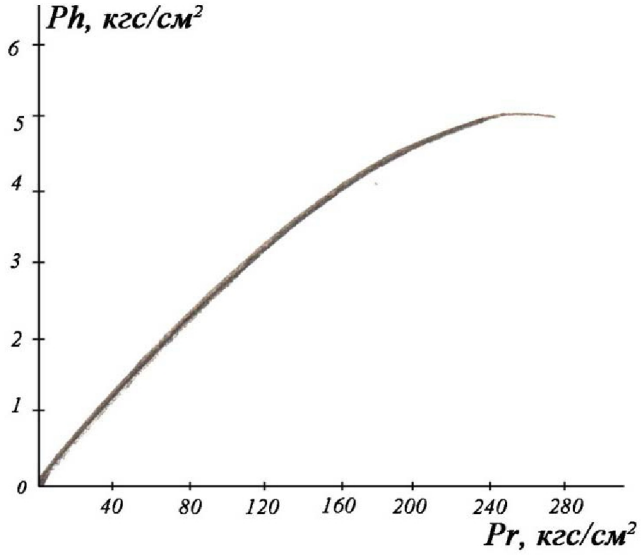


Рисунок 8.12 – График сил трения, возникающих от давления герметизируемой рабочей среды

8.3.УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ КОЛЬЦА ФАСОННЫХ СЕЧЕНИЙ

С повышением давления рабочей среды необходимо увеличивать уплотняющие поверхности уплотнителей, для чего применяют фасонные формы поперечных сечений колец: тавровые Х-образные, квадратные и треугольные.

Уплотнительное кольцо таврового поперечного сечения (рисунок 8.13) применяется в уплотняющем устройстве совместно с опорными кольцами, изготовленными из фенальных пластиков. При давлении рабочей среды, равной нулю, в уплотняющем устройстве между поверхностью полки таврового кольца 1 и опорными кольцами 2 имеется зазор 3 (рисунок 13-а).

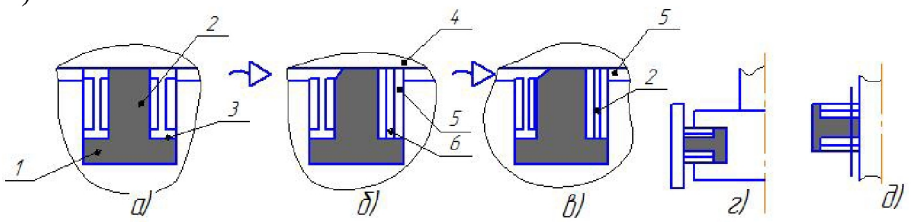


Рисунок 8.13 – Уплотняющее устройство с резиновым таврового сечения кольцом: а-давление равно нулю, б – повышенное давление, в – наибольшее давление, г – уплотняющее устройство в поршне, д – уплотняющее устройство в корпусе цилиндра

При повышении давления кольцо 1 деформируется, увеличиваясь в части полки в радиальном направлении под опорными кольцами 2, со стороны, противоположной направлению давления рабочей среды (рисунок 8.13-б).

В результате этого опорные кольца 2, подпираемые снизу увеличивающейся полкой таврового кольца, плотно принимаются в цилиндру 4 и закрывают зазор 5, имеющийся между стенкой цилиндра и поршнем 6. При последующем увеличении давления до максимума уплотнительное кольцо таврового сечения в свою очередь (полкой и стенкой) плотно прижимается к опорному кольцу 2 (рисунок 8.13-в), предотвращавшему выдавливание резинового таврового кольца в зазор 5.

Таким образом, опорные кольца в этом уплотняющем устройстве противостоят постепенно увеличивающемся давлению со стороны рабочей среды, вступают в действие постепенно автоматически. Уплотняющие устройства с тавровыми и опорными кольцами (рисунок 8.13-г,д) применяют для рабочих сред с давлением до 1500 кг/см².

Канавки под уплотнительного кольца должны иметь чистоту поверхности в пределах неровностей 0,12-0,4 мм.

Если используются два опорных кольца с каждой стороны таврового резинового кольца, то между ними необходимо оставлять свободное пространство, чтобы предотвратить уравновешивание давления рабочей среды с обеих сторон кольца.

Уплотнительное кольцо Х-образного поперечного сечения (рисунок 8.14-а) имеет четыре герметизирующие поверхности вместо двух поверхностей у колец круглого сечения.

Уплотнительное кольцо квадратного поперечного сечения (рисунок 8.14-б) при своем движении в канавке под действием давления рабочей среди не обладает способностью скручивания, как Х-образные кольца, и применяются в канавках, предназначенных для колец с круглыми поперечными сечениями.

Они меньше сдвигаются при изменении направления движения в случае работы на стержнях **с** возвратно-поступательным движением.

Кольца Х-образные и квадратного поперечного сечения рекомендуется применять в случаях, когда кольца других поперечных сечений склонны к перекручиванию, когда герметизация при низких давлениях затруднена из-за отсутствия места для уплотняющего устройства с другими уплотнителями и когда невозможна подача обильной смазки.

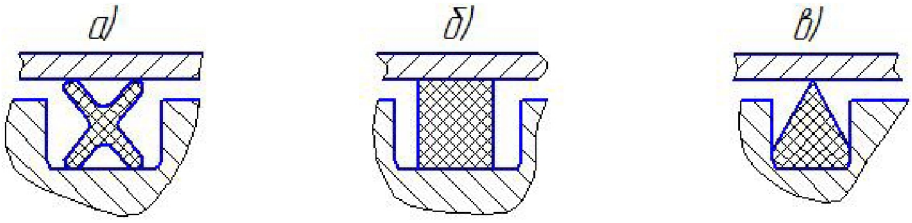


Рисунок 8.14 - Поперечные сечения фасонных уплотнительных колец: а - Х-образное; ***б*** - квадратное; в - треугольное

Уплотнительное кольцо треугольного поперечного сечения (рисунок 8.14-в) не обладает способностью перекручивания при скольжении в канавке под действием давления рабочей среды. Срок службы такого кольца вследствие наличия большого трения меньше, чем кольца с круглым поперечным сечением.

8.4.МЕХАНИЧЕСКИЕ УПЛОТНЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Когда работающий в особо трудных условиях уплотнительный элемент из эластичных материалов не обеспечивает надежной и длительной герметизации применяют уплотняющие устройства с трущимися графитовыми, керамическими или металлическими уплотнителями. Такие устройства обладают высокими герметизирующими свойствами, хорошо работают при высоких температурах, давлениях и способны работать на валах с большими окружными скоростями. Характерной особенностью указанных устройств является их относительная конструктивная сложность. Кроме того, для трущихся контактирующих поверхностей сопряженных уплотнителей (деталей) необходима высокая точность обработки, а для других деталей устройства - точная центровка и прогонка. Особенностями механических уплотняющих устройств объясняется их дороговизна. Зато правильно изготовленные и тщательно смонтированные уплотняющие устройства надежны в эксплуатации и почти не нуждаются в уходе. Для увеличения межремонтного срока службы этих устройств следует тщательно подбирать материалы трущейся пары уплотнителей, так как они обеспечивают герметичность прилеганием своих плоских торцевых поверхностей, располагающихся перпендикулярно оси вала.

8.5РАБОТА МЕХАНИЧЕСКИХ, УПЛОТНЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ (ТОРЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ)

Все торцевые механические уплотняющие устройства имеют две плоские герметизирующие поверхности, расположенные под прямыми углами к оси вращения. Одна из поверхностей имеет свободное осевое движение для обеспечения сохранения постоянного контакта с другой герметизирующей поверхностью, несмотря на продольное или радиальное биение вала и износ, или радиальное биение самих поверхностей. Вращающаяся поверхность носит название уплотнительного или герметизирующего кольца.

Преимуществами механических уплотняющих устройств являются: герметизация камер, находящихся под высоким давлением рабочей среди; незначительные силы трения возникающие между герметизирующими поверхностями колец, так как они имеют небольшую площадь контакта и находится под действием пружин, сила давления которых составляет несколько кг/см², и полное отсутствие износа вала. Износу подвергаются кольца, которые при необходимости можно заменить или вторично притереть.

Механические уплотняющие устройства, различающиеся по своей конструкции, имеют одни и те же основные детали.

В изображенном на рисунке 8.15 устройстве вращающееся герметизирующее кольцо изготовлено из стали и облицовано стеллитом, а неподвижное кольцо изготовлено из специального бронзового сплава. Кольца принимают на себя весь износ вместо втулки, которую пришлось бы надеть на вал. Пружины обеспечивают постоянный контакт

сопряженных поверхностей, чек предотвращается утечка рабочей среды в неработающей машине. Низкое давление пружины обеспечивает минимальное трение, износ и теплообразование.

Регулировать устройства во время работа нельзя, они должны быть отрегулированы до установки их на место.

На рис.8.14 схематично изображено механическое уплотняющее устройство, в котором одно кольцо закреплено на валу и вращается вместе с ним, другое кольцо неподвижно закреплено в корпусе машины.

Эти уплотняющие устройства хорошо работают при биении вала не допуская утечки рабочей среды, так как в них герметизирующие поверхности во всех случаях расположены под прямым углом к оси вала.

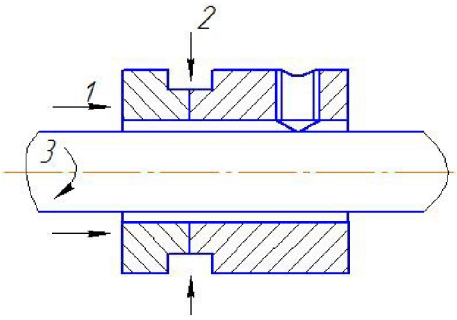


Рисунок 8.15 – Схема герметизации у механического уплотняющего устройства.

1 – направление давления пружин;

2 – направление давления рабочей среды;

3— направление вращения вала.

Торцевое или продольное осевое биение вала - явление обычное у большинства валов в начале или в конце работы, - также не влияет на механические уплотняющие устройства, потому что пружина и герметизируемая рабочая среда поддерживают необходимое давление между герметизируемыми поверхностями, не допуская утечек рабочей среды.

Механическое уплотняющее устройство простейшего вида представляет собой вал с уступом (рис. 16-а), прижимающийся торцом уступа к торцу втулки корпуса машины. Такое устройство будет работать, если контактируемые торец втулки корпуса и торец ступени вала качественно обработаны, и вал под действием нагрузки все время принимается своим торцом к торцу втулки корпуса так, чтобы жидкостная рабочая среда из корпуса не могла бы вытекать наружу. Для большинства машин такое уплотняющее устройство нельзя применить из-за наличия в нём торцового осевого биения вала.

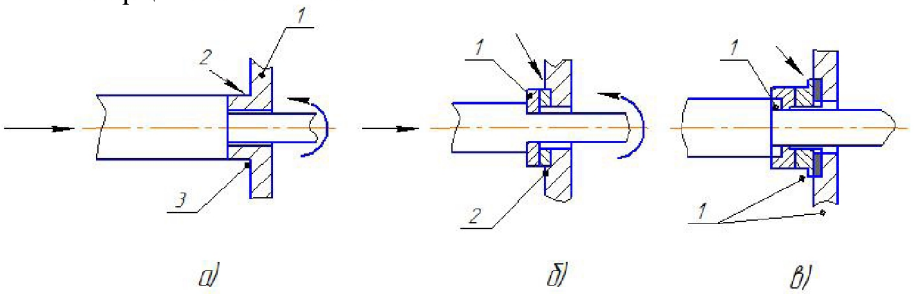


Рисунок 8.16 – Схемы уплотняющих устройств:

а – простейшего механического, 1 – корпус, 2 – направление давления жидкостной рабочей среды, 3 – герметизирующие упорные поверхности

б – с контактом упорных колец, 1 – герметизирующее подвижное кольцо, 2 – неподвижное кольцо,

в – на прокладках и кольцах, 1 - прокладки

Более усовершенствованной конструкцией механического уплотняющего устройства является устройство, изображенное на рисунок 8.16-б.

В расточенное гнездо корпуса машины вставлено неподвижное кольцо 2, а на вал машины насажено вращающееся вместе с ним подвижное кольцо 1. Кольца имеют контактирующиеся между собой герметизирующие поверхности, которые легко подвергаются механической обработке и притирке.

Кроме того, кольца можно заменить после их взноса, без механической обработки вала и корпуса.

На рисунке 8.16-в изображено уплотняющее устройство, являющееся более совершенным, чем предыдущая конструкция. Между торцом уступа вала и герметизирующим кольцом, а также между неподвижным кольцом и корпусом установлены упругие прокладки. Недостаток этой простой конструкции заключается в том, что прокладки поглощают очень большой аксиальный бой вала, а кроме того, не обеспечивают необходимого усилия для постоянного и равномерного контакта герметизирующих поверхностей. Указанный недостаток можно устранить, сообщив герметизирующей поверхности осевое движение вдоль вала с целью поглощения продольной игры и биения его что одновременно создает постоянный контакт герметизирующих поверхностей двух колец.

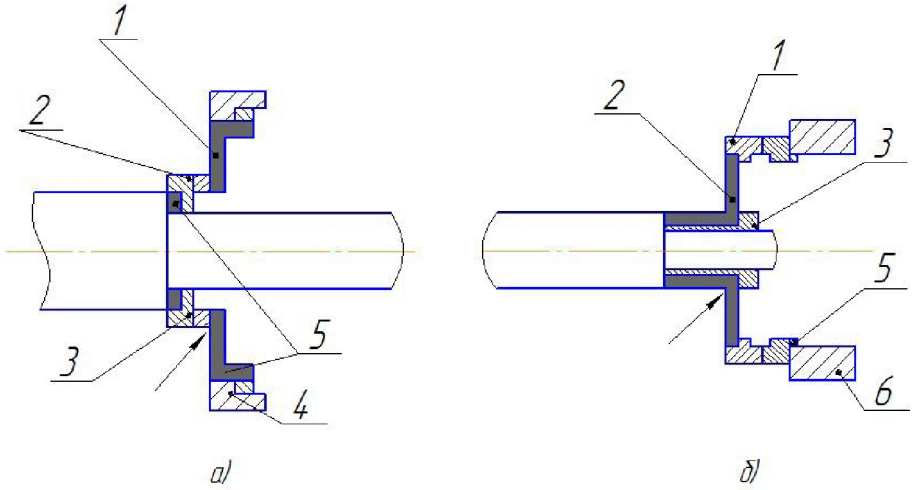


Рисунок 8.17 – Схемы механических уплотняющих устройств: а – неподвижного, 1 – диаграмма, 2 – неподвижное кольцо, 3 – подвижное кольцо, 4 – корпус машины, 5 – прокладки.
б – подвижного, 1 – герметизирующее кольцо, 2 – диафрагма, 3 – изолирующая оболочка, 4 – неподвижное кольцо, 5 – корпус машины

На рисунке 8.17 изображен один из способов, обеспечивающий это движение. В корпус помещена диафрагма, сообщающая кольцу большее осевое движение, чем прокладка (рис. 16-в). Диафрагма должна поддерживать постоянное давление на кольце, чтобы не было утечки и при продольном биении вала. В этом случае диафрагма работает как внутренняя прокладка между изолирующим кольцом и корпусом, как пружинный элемент, создающий контактное усилие, и как элемент, предотвращающий вращение кольца.

Имеются два основных типа механических уплотняющих устройств - неподвижные и вращающиеся. В неподвижном устройстве герметизирующее кольцо находится в корпусе и не движется: во вращающемся устройстве герметизирующее кольцо вращается вместе с валом.

Во вращающемся уплотняющем устройстве (рисунок 8.17-б) изолирующая оболочка прикреплена к валу, в неподвижном - впрессована в корпус. Изолирующая оболочка является элементом, к которому прикрепляется диафрагма.

8.6.КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ УПЛОТНЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Существует пять групп механических уплотняющих устройств:

- Неподвижные или вращающиеся.
- Уравновешенные или неуравновешенные.
- Сдвоенные.
- Внутреннего или наружного монтажа.
- Мембранные или сильфонные.

Неподвижное уплотняющее устройство рисунке 8.18. Основным преимуществом данного устройства является то, что центробежные силы не влияют на подпружиненное неподвижное герметизирующее кольцо 1.

Сопряженное с ним кольцо 3 является единственным вращающимся элементов, оно сравнительно небольшое и прочно закреплено на валу.

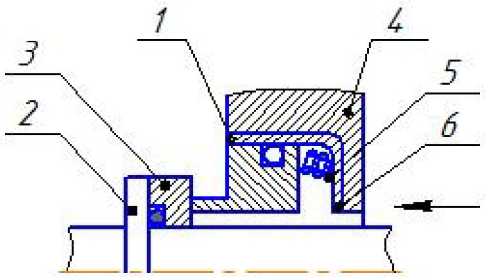


Рисунок 8.18 – Неподвижное механическое уплотняющее устройство:
1 – неподвижное герметизирующее кольцо, 2 – упорный фланец, 3 – вращающееся кольцо, 4 – корпус,
5 – пружина, 6 – оболочка

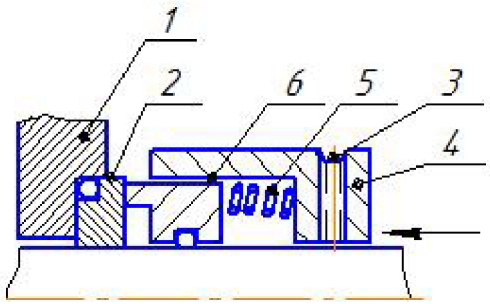


Рисунок 8.19 – Вращающееся механическое уплотняющее устройство:
1 – корпус, 2 – неподвижное герметизирующее кольцо, 3 – стопорный винт, 4 – оболочка, 5 – пружина, 6 – вращающееся кольцо

Устройство используют на валах, вращающихся со скоростью свыше 4500 л/мин. при диаметре вала не свыше 75 мм.

Вращающееся уплотняющее устройство (рисунок 8.19) подвержено действию центробежных сил. В нём предусмотрена свободная работа эластичного кольца на сопряженном с ним герметизирующем кольце 2. Ввиду этого данную конструкцию редко используют для высоких скоростей. Основное преимущество устройства - легкая установка его на гладкие валы.

Неуравновешенное уплотняющее устройство

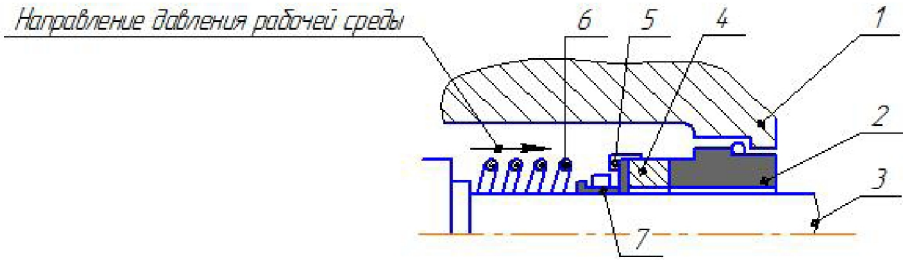


Рисунок 8.20 – Схема типового неуравновешенного уплотняющего устройства

В этой группе устройств гидравлическое давление воздействует на поверхность вращающегося кольца.

Удельное давление на герметизирующих поверхностях пропорционально давлению жидкости и ограничивает давление в уплотняемой полости соответственно прочности материала уплотняющего устройства.

На рисунке 8.20 изображена схема типового неуравновешенного уплотняющего устройства, состоящего из корпуса 1, неподвижного кольца 2, вала 3, герметизирующего вращающегося кольца 4, прокладки 5, пружины 6, держателя пружины 7.

Уравновешенное уплотняющее устройство. В этих устройствах применяется ступенчатый вал. Давление рабочей среды уравновешивается, и герметизирующие поверхности находятся только под воздействием усилия пружины. В конструкции указанного устройства для герметизирующего кольца 1 должна быть предусмотрена опора 2 в виде ступени вала (рисунок 8.21) или в виде втулки, надетой на вал, при этом большое значение имеет диаметр ступени вала 3.

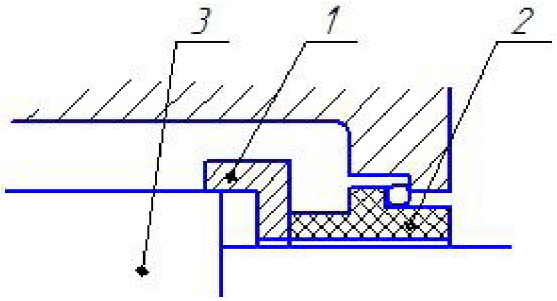


Рисунок 8.21 - Схема типового уравновешенного уплотняющего устройства

Сдвоенные уплотнявшие устройства. Для сдвоенных устройств используют как неуравновешенные, так и уравновешенные уплотняющие устройства. Обычно помещают в один корпус два уплотняющих устройства специальной конструкции. Чистая жидкостная рабочая среда циркулирует между двумя системами уплотнителей при большем давлении, чем давление в полости корпуса. Недостаток этих устройств - сложная конструкция и высокая стоимость.

Уплотняющее устройство наружного монтажа используют при загрязненных рабочих средах. В этих устройствах утечка рабочей среды увеличиваются с увеличением центробежной силы.

Уплотняющее устройство внутреннего монтажа применяют часто в нормальных условиях как компактное устройство.

Сильфонное уплотняющее устройство (рисунок 8.22) выполняется в виде стыка, отполированного стального кольца 1, вращающегося с валом и неподвижного стального кольца с вставкой 2 из бронзы или графита, прижимаемого пружиной.

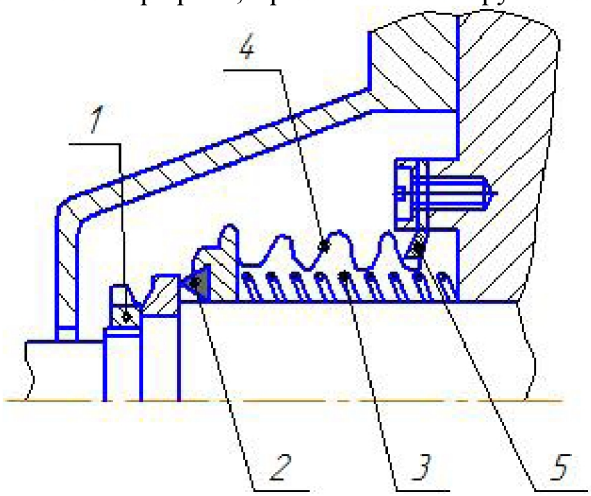


Рисунок 8.22 – Схема сильфонного уплотнительного устройства

Герметизирующий сильфон 4 припаян к неподвижному кольцу 2 и к ободу держателя 5.

В качестве уплотнительных элементов сильфон применяют в сочетании с другими уплотнителями, например с уплотнителями из скользящих колец. Преимущества этого вида устройств: полная герметичность, отсутствие трения и полное отсутствие ухода.

Полная герметичность достигается тем, что подвижный уплотнитель опирается на неподвижные контактные уплотнители.

Трение отсутствует вследствие того, что единственными силами, возникающими в уплотняющем устройстве, являются упругие силы. После сборки уплотняющее устройство не требует никакого ухода до момента замены вышедшего из строя сильфона.

Недостатками их являются: малый осевой ход, ограниченный срок службы, ограничения по допускаемому рабочему давлению и применяемости только на деталях с прямолинейным возвратно-поступательным движением.

Для деталей, совершающих вращательные колебания, применение уплотняющих устройств ограничено: детали, совершающие вращательное движение, могут быть герметизированы сильфонными уплотняющими устройствами специальных конструкций.

Нормальным материалом для изготовления сильфонов является томпак, а также латунь, фосфористая бронза, нейзильбер, нержавеющая сталь, алюминий, монель-металл и мягкая листовая сталь. Для специальных случаев сильфоны выполняют с различными защитными покрытиями.

Сильфоны изготавливают двумя принципиально различными методами: развальцовкой гофров в холодном состоянии из тонкостенной бесшовной трубы или сборкой сильфона из отдельных мембран. При изготовлении по первому методу гофры на сильфоне получаются параллельными (не спиральными).

Развальцовкой нескольких расположенных один над другим слоев можно получить двух, трёх и четырех слойные сильфоны**.** При изготовлении по второму методу сильфоны при сборке сваривают из плоских или волнистых мембран или же отдельных полумембран с установкой дистанционных шайб между ними.

Средние, эффективные, площади сечения (в $см^2$) определяются исходя из каждого данного внутреннего и наружного диаметра. Для точного определения этих величин следует учитывать допуски на изготовление.

Допускаемые внутренние давления в (ати) относятся к сильфонам, гофрированная часть которых по длине не больше, чей наружный диаметр. В более длинных сильфонах

следует предусматривать внутренние или внешние направляющие устройства для того, чтобы воспрепятствовать потери устойчивости их.

Удельная жесткость (в кг/мм.гофр) характеризует упругость сильфона при нагрузке (в кг), вызывающей прогиб одной волны сильфона на 1 мм. При заданной нагрузке и числе гофров удельная жесткость позволяет вычислить прогиб всего сильфона.

Удельная жесткость в значительной степени зависит от толщины стенки и формы гофров. Вследствие допускаемых отклонений расхождение в жесткости, по сравнению с указанной в таблицах, которые даются в ГОСТах на сильфоны, может доходить до ±40%. Уменьшение этих расхождений достигается индивидуальным подбором, применением особо точно изготовленных сильфонов или введением дополнительной нагрузки, например от пружины.

Сильфоны могут быть изготовлены любой длины и с любым числом гофров. Сильфоны большой длины можно составить из двух или нескольких сильфонов с помощью специальных соединений. В этом случае требуется одна внутренняя и одна наружная втулка для того, чтобы воспрепятствовать потере устойчивости сильфона, находящегося под внутренним давлением. Направление сильфона осуществляется цилиндром, вставленным внутрь сильфона, и втулкой, охватывающей его снаружи. Расстояние между направляющими деталями и гофрами должно составлять 0,5-1 мм.

Допускаемые температуры рабочей среды для сильфонов, изготовленных из томпака, 80°С; из мягкой листовой стали 400°С и из нержавеющей стали 600°С.

Долговечность металлического сильфона характеризуется общим числом ходов определенной величины, воспринимаемых сильфоном до разрушения какой-либо из его волн. Величина этих ходов при заданной форме гофра зависит от длины сильфона. Поэтому при определенной величине удлинения сильфона его долговечность прямо пропорциональна его длине. Для большого числа ходов и больших удлинений следует применять сильфоны большой длины, однако из-за трудности монтажа и необходимости установки направляющих применение очень длинных сильфонов нецелесообразно.

Допускаемое удлинение выражается в процентах от длины гофрированной части или в миллиметрах от номинальной длины сильфона, которая соответствует определенному числу ходов при определенной частоте до разрушения, т.е. какой-то определенной долговечности. Чем больше по величине изменение длины сильфона и чем чаще оно происходит, тем меньше долговечность. Общее число изменений длины сильфона выбирается в зависимости от его назначения.

Для компенсации перекосов при монтаже сильфон может испытывать однократную нагрузку. Для компенсации удлинений трубопроводов с незначительными колебаниями температуры долговечность сильфона должна достигать 3000 ходов. Сильфоны с большим числом и частотой включений требуют долговечности, соответствующей 100.000 ходов. Сильфоны, применяемые в качестве упругих промежуточных узлов между деталями, совершающими колебания, должны иметь еще большую долговечность. В соответствии с этим следует выбирать допускаемое удлинение сильфона при осевом удлинение при осевом перемещении не более 40% гофрированной длины. При большом числе ходов изменение длины сильфона не должно превышать 5-10%.

Общее изменение длины сильфона может составляться из удлинения от предварительного растяжения и из последующего сжатия. Предварительное растяжение рекомендуется принимать равным 0,25 общего изменения длины.

Нормально нагруженный сильфон при полном снятии нагрузки всегда должен возвращаться в своё первоначальное, ненагруженное положение, т.е. не иметь остаточных деформаций, наличие которых свидетельствует о напряжении металла, из которого изготовлен сильфон. Для того, чтобы избежать больших ходов, необходимо предусматривать ограничители хода.

Несмотря на наличие пружинящих сил, сильфон нельзя использовать для работы в качестве пружины. Пружинящие усилия, возникающие при применении трубчатых мембран

в уплотняющих устройствах с пришлифованными уплотнительными кольцами, должны создаваться специальными пружинами. В этих случаях необходимо следить за тем, чтобы создаваемые силовой пружиной сильфоны в нерабочем состоянии не испытывали нагрузки от этой пружины.

8.7.ПЛОСКОСТНОСТЬ И ЧИСТОТА ГЕРМЕТИЗИРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Ширина герметизирующей поверхности механического уплотняющего (торцевого) устройства находятся в пределах 1,5-6,5 мм (на уплотняющих устройствах натяжного типа в пределах 76-150 мм).

Для создания и сохранения герметизации этой узкой полосой сопряженные поверхности должны обладать высокой плоскостью и чистотой. Плоскостность должна находится в пределах 0,0009 мм (трёх световых лучей). Наиболее точным способом проверки плоскостности является проверка методом интерференции световых лучей через оптическую пластинку при наличии монохроматического источника света.

Частота герметизирующей поверхности - второй важный фактор. Глубина царапин измеряется в стотысячных долях миллиметров, чистота поверхности должна быть равна 0,0001 мм, т.е. мельчайшие неровности на поверхности должны иметь высоту или глубину, не превышающую 0,0001 мм.

8.8ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗИРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Основными материалами для изготовления герметизирующих поверхностей колец механических уплотнительных устройств являются: угольно-графитовые, графито-металлические и керамические материалы, керамические покрытия по металлу в политетрафторэтиленовые пластмассы с наполнителем углем в стекловолокном.

Угольно-графитовый материал из наиболее широко употребляемых для герметизирующих поверхностей механических уплотнений.

Брикеты из угольного и графитового порошков могут быть отшлифованы с точностью до 0,01 мм. Они окисляются и теряют в весе при температуре около 375°С, при нагревании в воздухе или в окисляющей атмосфере. Они не плавятся, а испаряются; сублимация происходит при температуре 3500°С.

Угольно-графитовый материал является стойким к изменениям температуры, работает без заедания, не имеет заметного износа или имеет незначительную скорость износа; обеспечивает полную герметизацию стоек по отношению к различным химическим жидкостным рабочим средам; имеет более низкий коэффициент трения, чем другие материалы; самосмазывается и может работать без смазки при повышенных температурах.

8.9ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ
РАСЧЕТ ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА (ДЛЯ ВОЗДУШНО-ГАЗОВЫХ РАБОЧИХ СРЕД)

Расчет лабиринтного уплотняющего устройства для воздушной и газовой рабочих сред заключается в определении утечки среды при заданных: форме и размерах устройства, величине радиального зазор, среднем диаметре по радиальному зазору и числе гребешков.

Величину утечки подсчитывают при следующих допущениях:

1. Влиянием расширения газа на величину расхода его при течении через зазор под гребнем пренебрегают, так как перепад давления между соседними номерами лабиринта слишком мал;
2. Теплосодержание на всем протяжении лабиринта принимают постоянным.

Величину утечки у прямоточных лабиринтов, а также у малокамерных ($z \le 10$) ступенчатых или с перекрещивающимися гребнями определяют по формуле

$$G = k \cdot f \sqrt{\frac{g(P_0^2 - P_1^2}{z \cdot R \cdot T_0}}$$, кг/сек

где k - поправочный коэффициент расхода;

f - площадь зазора, м²;

g - ускорение силы тяжести;

P_0 - давление рабочей среды перед уплотнением, кг/м²;

P_1 - давление рабочей среды после уплотнения, кг/м²;

z - число гребешков;

R - газовая постоянная;

T_0 - температура после уплотнения, □С.

Поправочный коэффициент расхода:

$$k = \frac{\alpha}{\sqrt{1 - l_a + \frac{2l_a}{z \cdot n} \cdot l_n \frac{P_0}{P_1}}},$$

где α - коэффициент сужения струи;

для гребней с острыми кромками:

тонких $\alpha = 0{,}65...0{,}70$

толстых $\alpha = 0{,}82$

для закругления гребней $\alpha = 1{,}00$

l_a - коэффициент сохранения кинетической энергии в камере лабиринта;

n - показатель полтропы расширения в зазоре, вычисляемый по формуле:

$$n = 1 + (k+1)l_a;$$

где k - показатель адиабаты Пуассона.

Площадь зазора $f = \pi \cdot D_{cp} \cdot \delta$,

где D_{cp} - средний диаметр по радиальному зазору;

δ - радиальный зазор.

Величина утечки у многокамерных ступенчатых или с перекрещивающимися гребнями лабиринтов ($z \geq 10$) определяются:

а) при докритических перепадах давления в зазорах лабиринта и отношениях давления $\frac{P_1}{P_0} \leq \frac{0{,}85}{\sqrt{z+1{,}5}}$ по формуле:

$$G = f\sqrt{\frac{g(P_0^2 - P_1^2)}{z \cdot R \cdot T_0}}$$

б) при установлении в зазоре последнего гребешка критического режима истечения или больших перепадах давлений на лабиринте по формуле:

$$G = f\sqrt{\frac{g \cdot P_0 \cdot \gamma_0}{z+1{,}5}},$$

где γ_0 - удельный вес рабочей среды перед лабиринтом.

Для паровых рабочих сред.

Величину утечки пара через лабиринтное уплотняющее устройство определяют:

а) при докритических перепадах давления в зазорах лабиринта, когда

$$P_1 \leq P_0 \frac{0{,}85}{\sqrt{z+1{,}5}}$$

по формуле:

$$G = f\sqrt{\frac{g \cdot P_0}{z + 1{,}5 \cdot \upsilon}}$$

где υ - удельный объем пара перед лабиринтом, м³/кг;

б) если конечное давление больше критического, т.е. при

$$P_1 \geq P_0 \frac{0{,}85}{\sqrt{z + 1{,}5}}$$

по формуле:

$$G = f\sqrt{\frac{g(P_0^2 - P_1^2)}{z \cdot P_0 \cdot \upsilon}}$$

Из приведенных уравнений следует, что потери через лабиринты пропорциональны $\sqrt{1/2}$. Зависимости $G = f(z)$ при постоянном давлении имеет вид, изображенный на рис. 21.

Зазоры S должны быть не менее 0,2-0,5 мм, так как при износе опор и деформации вала возможно задевание подвижных элементов устройства о неподвижные.

Задаваясь величиной утечки, можно определить необходимое количество лабиринтных камер:

при $P_1 \geq P_0$

$$z = \frac{g(P_0^2 - P_1^2) f^2}{G^2 \cdot P_0 \cdot \upsilon}$$

при $P_1 \leq P_0$

$$z = \frac{g \cdot P_0 \cdot f^2}{G^2 \cdot \upsilon}$$

Применение лабиринтных уплотняющих устройств на деталях с прямолинейным возвратно-поступательным движением

Лучшие из лабиринтных уплотнителей полностью не предотвращают утечку рабочей среды, зависящую в значительной степени от величины зазора между уплотнителем и валом и от профиля поперечного сечения лабиринта.

Было установлено, что наиболее удачным профилем является форма 60□ треугольника с шагом вершин 1 мм. Зависимость утечек через уплотнитель от падения давления, величины зазора и шага профиля лабиринта изображена на рис. 8.25,рис.8.26 где показаны величины утечки при зазорах между валом и уплотнителем 0,2; 0,115; 0,075 и 0,05 мм для лабиринтов с шагами вершин треугольника 4; 2 и 1 мм (прямые 1,2,3) в сравнении с утечками между поршневыми кольцами (прямая 4).

В результате теоретических исследований и практических измерений выяснено, что в большинстве случаев прямые 1,2,3 при зазорах 0,05 и 0,075 мм, определяющие утечку через лабиринтное уплотняющее устройство, приближаются к прямой 4, определяющей утечку через поршневое кольцо.

В прямоточном лабиринтном уплотняющем устройстве с увеличением количества гребней утечка быстро уменьшается до тех пор, пока не станет постоянной или, после достижения оптимального количества камер, незначительно увеличивающейся(рис8.23рис8.24). Зависимость уменьшения утечки от давления и длины уплотнителя с 60□ треугольным профилем и шагом вершин треугольников 1; 2 и 4 мм (кривые 1,2,3) при зазоре 0,075 мм показана на рисунке 8.25.

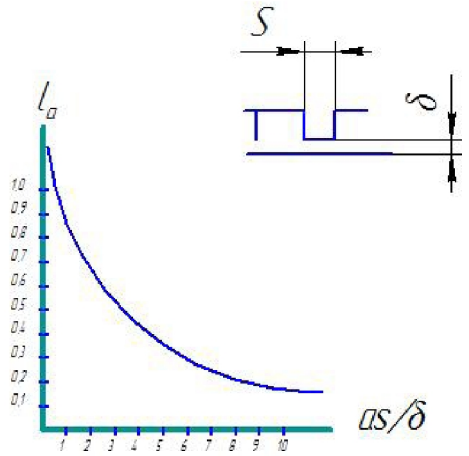


Рисунок 8.23 – Зависимость величины l_a относительного шага гребней $\frac{a_s}{\delta}$

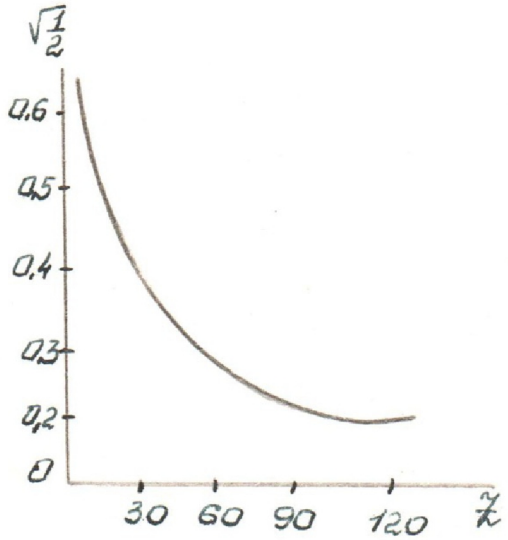


Рисунок 8.24 – Зависимость $G = f(z)$ при постоянном значении давления

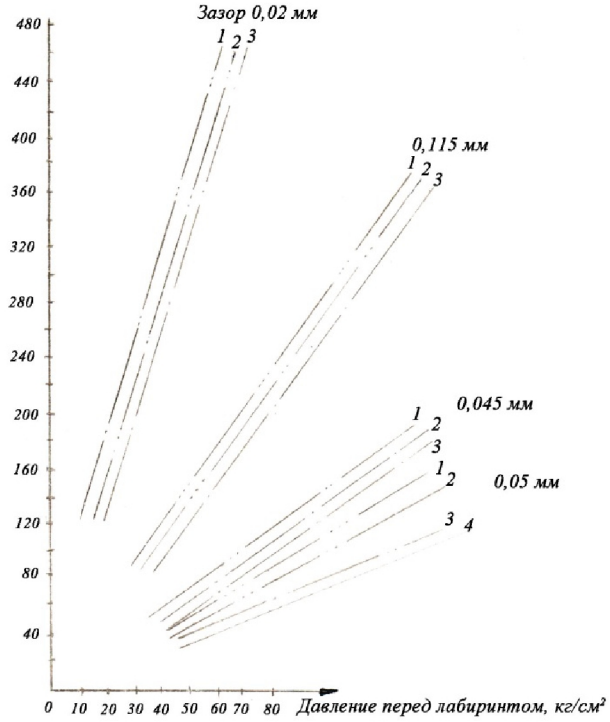


Рисунок 8.25 – Зависимость утечки через уплотнитель от падения давления, ширины зазора и шага профиля лабиринта

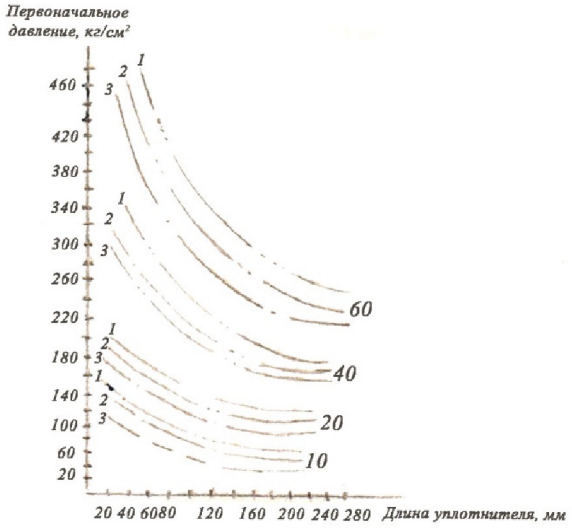


Рисунок 8.26 – Зависимость уменьшения утечки от давления и длины уплотнителя

При замене поршневых колец лабиринтными устройствами устраняется трение в кольцах на поршне, чем обеспечивается экономия энергии более длительный срок службы уплотнения и экономия смазочных веществ.

9.КЛАПАННЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Клапанные уплотнения (КУ) или затворы являются уплотнительными устройствами периодического действия и предназначены для перекрытия потока рабочей среды.

В клапанных уплотнителях наиболее интенсивно протекают процессы эрозионного, динамического и коррозионного разрушения. Конструкция КУ в значительной степени определяет надежность, габаритно-массовые характеристики и энергопотребление агрегатов, исполнительных устройств.

По материалу контактирующих элементов выделяют КУ, образованные контактом металлического и неметаллического элементов (металл – резина, металл – полимер), металлических элементов (металл –металл) и контактом не металлических элементов.

Анализ характера деформации при контакте элементов КУ позволяет выделить уплотнения с упругой , пластической и пластической только в поверхностной зоне уплотнительных элементов деформации.

Сила герметизации и работоспособность КУ в значительной степени зависят от жесткости контактирующих элементов. Анализируя КУ по жесткости контактирующих элементов выделяют КУ с нормальной и пониженной жесткостью.

При разработке КУ необходимо учитывать многообразие технических требований, предъявляемых как и уплотнению, так и к агрегату. Эти требования можно систематизировать по следующим основным группам:

а) основные рабочие параметры – условный проход D_y или пропускная способность; давление, перепад давлений; диапазон регулирования параметров рабочей среды (для регуляторов, редукторов) и др.

б) характеристика рабочих сред – химический состав, агрегатное состояние, механические примеси, вязкость, взрыво-пожароопасность, токсичность и др.

в) требования к качеству – герметичность, ресурсы по срабатываниям (гарантийному, до первого капитального ремонта, назначенному, техническому) и расходу, точность и стабильность рабочих параметров, надежность и долговечность.

г) эксплуатационные условия – частота и быстрота срабатываний, время нахождения в положениях «открыто» и «закрыто», возможность и периодичность технического обслуживания и ремонта, внешние воздействия (вибрация, удары, линейные перегрузки и др.).

д) особые требования – ограничения по габаритам, массе и энергопотреблению, необходимости дублирования КУ, способу управления, тип привода и др.

Следует также учитывать экономические требования, зависящие от объема производства, ограничений по применению материалов, стоимости изготовления и эксплуатационного обслуживания.

Выбор конструктивной схемы КУ является наиболее сложным и ответственным этапом проектирования и осуществляется на основе анализа функциональных параметров с учетом параметров технологической наследственности. К функциональным параметрам КУ относят: герметичность уплотнения (допускаемые утечки); пропускную способность гидравлические сопротивления; контактное давлении; чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа и температурным деформациям; стойкость к динамическим нагрузкам при срабатываниях, коррозионному и эрозионному воздействию среды, внешним эксплуатационным воздействием.

Обеспечение герметичного перекрытия потока рабочей среды – основное назначение КУ. Герметичность КУ определяется допускаемыми утечками. Абсолютной герметичности по КУ достичь невозможно, практически достижимая герметичность зависит еще и от чувствительности методов контроля герметичности уплотнений.

Допускаемые утечки среды через КУ указывают в техническом задании на проектируемый агрегат. Для запорной трубопроводной арматуры общепромышленного назначения с $D_y = 3...200 мм$ допускаемые утечки регламентированных ГОСТ 9544-75.

Для КУ основной метод герметизации заключается в обеспечении плотного контакта поверхностей под действием сжимающей нагрузки $P_Г$ (рисунок 9.1). При этом деформируются неровности поверхности контакта, уменьшается межповерхностный зазор и увеличивается сопротивление утечки среды. Основные факторы, влияющие на механизм герметизации КУ: параметры герметизируемого вещества, механизм переноса веществ в межповерхностных зазорах, соприкасающихся поверхностях уплотнительного устройства, силовой и конструктивный факторы, рельеф поверхностей уплотнения, сближение

поверхностей, геометрические параметры зазоров, физико-механические свойства поверхностных слоев, утечки.

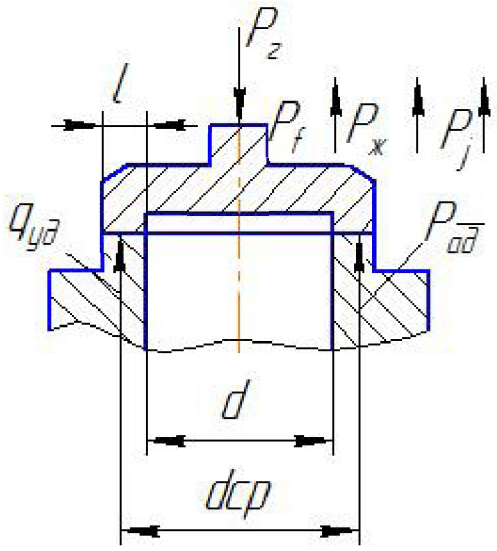
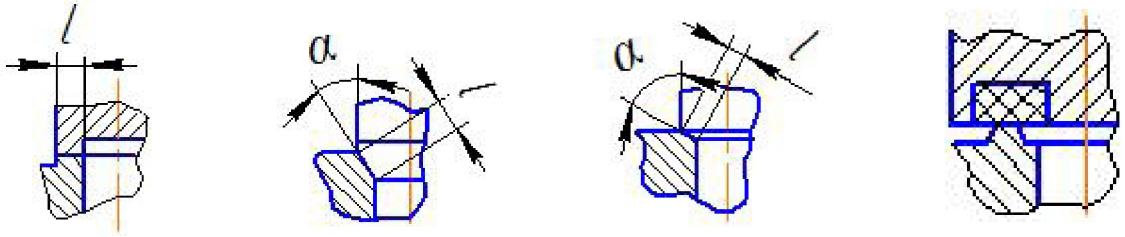


Рисунок 9.1 – Схема действия сил в КУ

Конструктивный фактор является одним из важных – он определяет механизм герметизации и герметичность КУ. Анализ различных конструктивных схем позволяет выделить три основных конструктивных типа КУ.

Для КУ первого типа (рисунок 9.2 а и б) характерны притертые уплотнительные поверхности, широкая зона контакта ($l = 2...5мм$) и повышенная контактная жесткость. Такие КУ обычно работают при относительно небольшом контактном давлении и нормальной температуре. В пневмосистемах с высоким давлением и вакуумных системах КУ этого типа не обеспечивают требуемой герметичности.



а) б) в) г)

Рисунок 9.2 – Конструктивные типы КУ:
а), б) – «металл-металл» с широкой зоной контакта; в) – «металл-металл» с линейным контактом; г) – «металл-полимерный материал»

Кроме того, данная конструктивная схема не обеспечивает надежной работы при температурных или силовых короблениях одной из деталей КУ. Схемы первого типа бывают конусными ($\alpha = 30...45^{\circ}$ рисунок 9.2б) и плоскими ($\alpha = 90^{\circ}$, рисунок 9.2а).

КУ второго типа (рисунок 9.2 в) – уплотнения с линейным контактом (по линии или ножевым), имеющие малую зону контакта ($l < 0{,}5мм$). В зависимости от угла α КУ второго типа также бывают конусными (чаще всего) или плоскими. Так называемый ножевой контакт получают на седле образованием острой кромки радиусом или фаской <0,1 мм без заусенцев. Эти КУ работают при более высоком контактном давлении, для них характерны значительные упругие объемные деформации контактирующих деталей, менее жесткие требования к чистоте поверхности и короблениям. Другие конструктивные схемы КУ металл-металл представлены на рисунке 9.3.

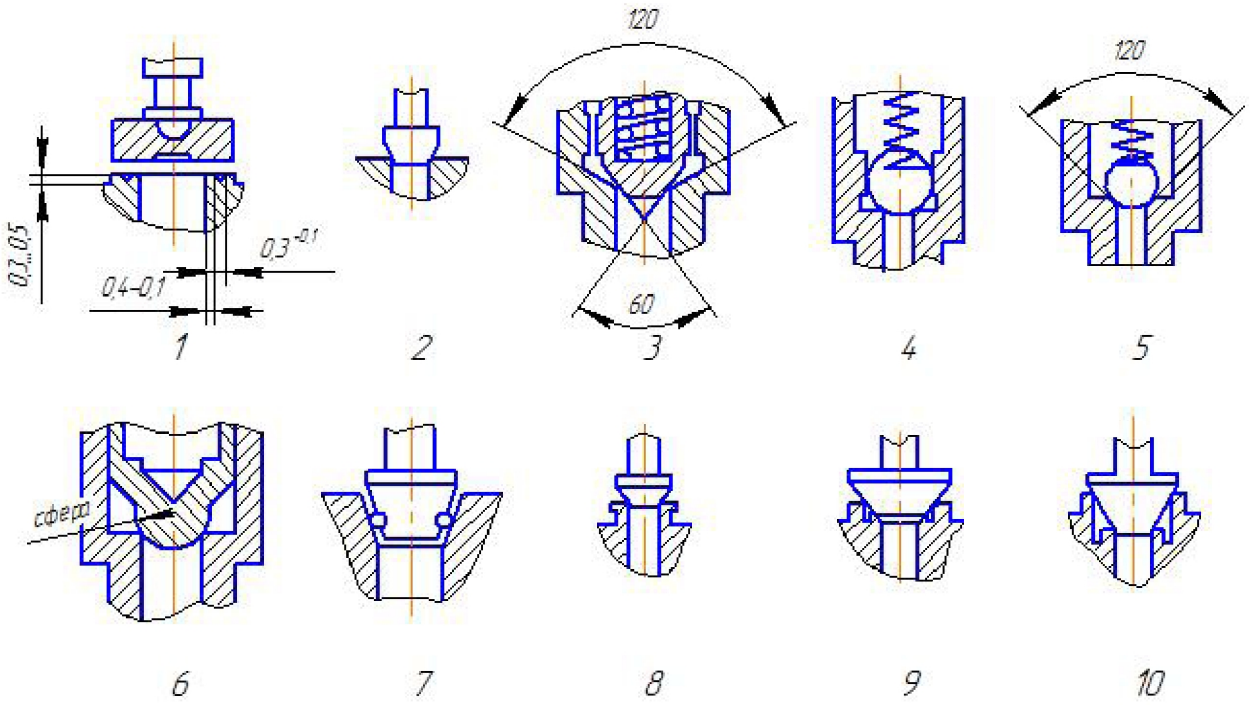


Рисунок 9.3 – Конструктивные схемы КУ «металл-металл»:
1,5 – с широкой зоной контакта; 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10 – с линейным контактом

В последнее время все более широкое применение находят КУ в котором одна из деталей (седло) выполнены в виде упругой тонкостенной кромки (оболочки) (рисунок 9.3,9.8,9.9,9.10). Для таких КУ характерны пониженные требования к погрешности изготовления и сборки, значительно меньшая жесткость и более широкий диапазон условий эксплуатации.

КУ третьего типа (рис. 9.2 г) – уплотнения металл-полимер обеспечивают высокую степень герметичности при относительно малом контактном давлении. Это позволяет разрабатывать агрегаты и исполнительные устройства с малыми габаритно-массовыми характеристиками и энергопотреблением. Различное конструктивное исполнение КУ «металл- полимер» показан на рисунке 9.4, а также на основе «полмерная пленка – металл» - на рисунке 9.5.

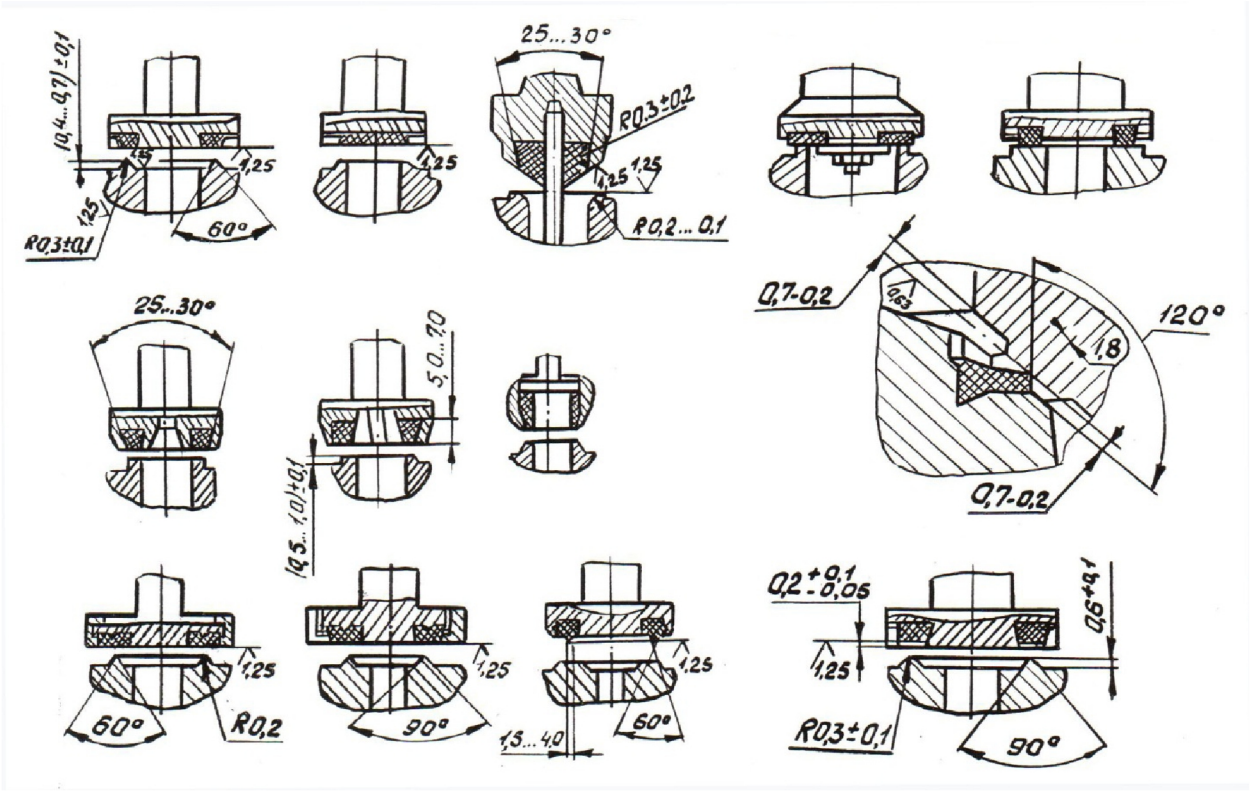


Рисунок 9.4 – Конструктивные схемы КУ «полимер-металл»

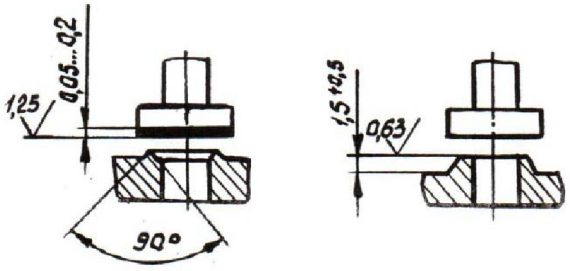


Рисунок 9.5 – Конструктивные схемы КУ «полимерная пленка – металл»

Утечки рабочей среды через КУ зависит от сближения контактирующих поверхностей, которое определяется геометрическими параметрами межповерхностной полости и контактным давлением герметизации ($q_{уу}$).

Под контактным давлением герметизации понимают минимальное контактное давление на уплотнительных поверхностях КУ, обеспечивающее герметичность при заданном рабочем давлении среды Р. Давление $q_{уу}$ определяется силой, отнесенной к номинальной площади S_H контакта клапана с седлом.

Требуемая для герметизации КУ сила $P_Г$ должна удовлетворять следующим неравенством (рисунок 1):

- при давлении «под клапан» $P_Г \geq p \cdot S_{ср} + q_{уу} \cdot S_H$,
- при давлении «на клапан» $P_Г + p \cdot S_{ср} \geq q_{уу} \cdot S_H$.

где $S_{ср} = 0{,}25\pi(d+l)^2$ - неразгруженная площадь клапана, на которую действует давление среды.

Сила $P_Г$ обычно создается приводом, пружиной или другим силовым элементом КУ.

Общая сила, развиваемая приводом в момент открытия КУ (см. рисунок 1):

$P_Г = P_Р + q_{уу} \cdot S_H + P_ж + P_f + P_j + P_{ад}$,

где $q_{уу} = \frac{P_Г}{S_Н}$; $P_Р$ - сила от действия среды (положительна при подаче среды «под клапан» и отрицательна при подаче среды «на клапан»): $P_Р = P \cdot S_{ср}$;

$P_{ж}$ - максимальная сила от жесткости упругих элементов (пружин, сильфонов, мембран и др.);

P_f - сила трения;

P_j - динамическая сила для компенсации ударных, линейных и других воздействий на подвижные части клапана;

$P_{ад}$ - сила адгезии (прилипания, примерзания) контактирующих элементов КУ.

Силу адгезии $P_{ад}$ обычно определяют экспериментально и в некоторых случаях учитывают в общем балансе действующих сил.

При проектировании агрегатов и исполнительных устройств $q_{уу}$ определяют по эмпирическим зависимостям, полученным при совокупности определенных условий. При нормах герметичности по ГОСТ 9544-75 и требованиях к микрогеометрии уплотнительных поверхностей, указанных в табл.1 для расчета применяют формулу: $q_{уу} = K_1(C + K_2 \cdot p)/e^{0.5}$, где K_1 - коэффициент, зависящий от среды; С и K_2 - коэффициенты зависящие от материала уплотнения; l – ширина контактной зоны, см. таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – рекомендуемые шероховатость и волнистость уплотнительных поверхностей металлических КУ

<table>
<tr><td>D_y, мм</td><td colspan="3">R_a, мкм, для класса герметичности</td><td colspan="3">W_z, мкм, для класса герметичности</td></tr>
<tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr>
<tr><td>3</td><td rowspan="5">0,16</td><td rowspan="5">0,40</td><td rowspan="5">0,63</td><td rowspan="8">2</td><td rowspan="5">3</td><td rowspan="4">5</td></tr>
<tr><td>6</td></tr>
<tr><td>10</td></tr>
<tr><td>15</td></tr>
<tr><td>20</td><td>6</td></tr>
<tr><td>25</td><td rowspan="5">0,2</td><td rowspan="6">0,5</td><td rowspan="6">0,8</td><td rowspan="2">4</td><td rowspan="2">7</td></tr>
<tr><td>32</td></tr>
<tr><td>40</td><td rowspan="3">6</td><td>8</td></tr>
<tr><td>50</td><td>3</td><td rowspan="2">9</td></tr>
<tr><td>65</td><td>4</td></tr>
<tr><td>80</td><td>0,25</td><td rowspan="2">5</td><td rowspan="3">7</td><td>10</td></tr>
<tr><td>100</td><td rowspan="4">0,32</td><td rowspan="2">1,0</td><td>11</td></tr>
<tr><td>125</td><td rowspan="4">6</td><td rowspan="2">12</td></tr>
<tr><td>150</td><td rowspan="3">1,25</td><td>8</td></tr>
<tr><td>200</td><td rowspan="4">0,63</td><td>9</td><td>14</td></tr>
<tr><td>250</td><td rowspan="3">0,4</td><td rowspan="2">11</td><td>15</td></tr>
<tr><td>300</td><td rowspan="2">7</td><td rowspan="2">17</td></tr>
<tr><td>350</td><td>0,8</td><td>12</td></tr>
<tr><td>400</td><td rowspan="3">0,4</td><td rowspan="3">0,8</td><td rowspan="5">1,6</td><td>7</td><td>12</td><td>18</td></tr>
<tr><td>500</td><td rowspan="2">8</td><td rowspan="2">14</td><td>21</td></tr>
<tr><td>600</td><td>22</td></tr>
<tr><td>800</td><td rowspan="3">0,5</td><td rowspan="2">1,0</td><td>10</td><td>16</td><td>25</td></tr>
<tr><td>1000</td><td>12</td><td>18</td><td>27</td></tr>
<tr><td>1200</td><td rowspan="2">1,25</td><td rowspan="2">2,0</td><td rowspan="2">13</td><td rowspan="2">21</td><td>30</td></tr>
<tr><td>1400</td><td>0,63</td><td>33</td></tr>
</table>

	1	2	3	1	2	3
1600			2,5	14		35

Учитывая многообразие факторов, влияющих на работу КУ, окончательную оценку их работоспособности выполняют после проведения испытаний максимально приближенных к реальным условиям эксплуатации.

9.1.КУ ТИПА МЕТАЛЛ-МЕТАЛЛ.

КУ типа металл-металл применяют в агрегатах, работающих в широком диапазоне давлений и температур. Анализ применяемых на практике конструкций КУ с металлическими контактирующими элементами позволяет выделить их основные типы (рисунок 9.6).

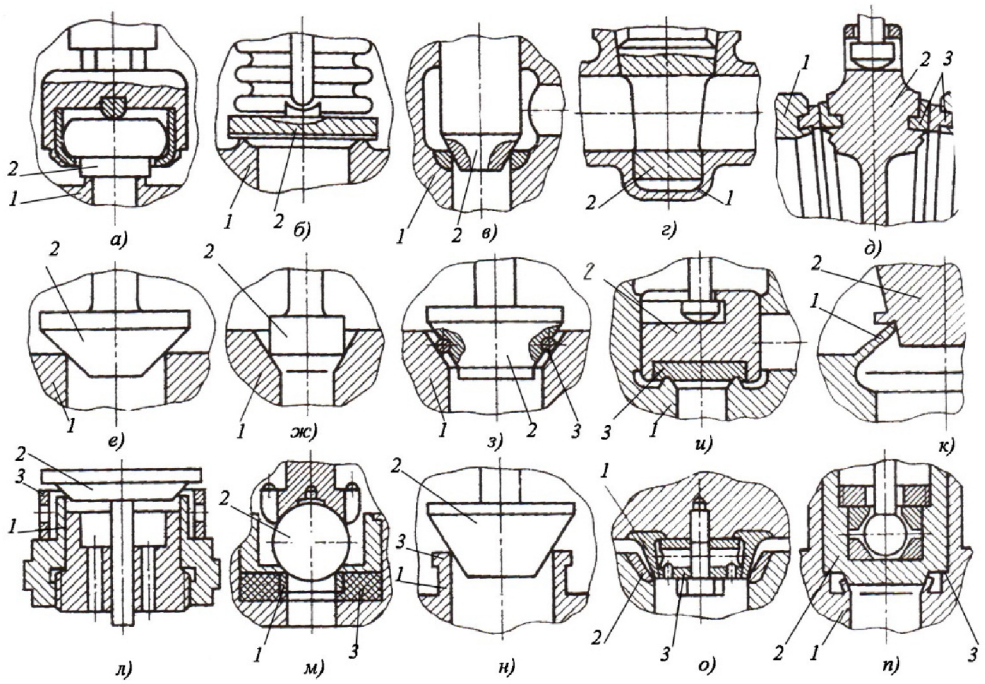


Рисунок 9.6 – Конструкции КУ типа «металл-металл»

В КУ с жесткими элементами (см. рисунок9.6 а-д) реализуется преимущественно упругая деформация в контакте. Для обеспечения герметичности таких КУ необходима тщательная обработка уплотнительных поверхностей седла 1 и запорного органа (клапана) 2 или уплотнительных колец 3 (см. рисунок 9.6 д). Конструкция КУ с плоскими уплотнительными поверхностями технологичны и позволяют относительно просто обеспечивать заданные точность формы и шероховатость уплотнительных поверхностей. Погрешность изготовления КУ с коническими уплотнительными поверхностями (рисунок 9.6 в, рисунок 9.2б) компенсируют увеличением контактного давления. Иногда для обеспечения герметичности в таких КУ, а также (см. рисунок 9ю6 в-п) используют метод нагружения КУ усилием в 1,5 раза превышающим потребное P_T, путем статического нагружения КУ.

Конструкции КУ, показанные на рисунке 9.6, а-в чувствительны к динамическим нагрузкам при срабатываниях. Для компенсации динамических нагрузок при посадке клапана на седло в таких конструкциях обычно предусматривают дополнительные пружины или предохранительные опорные пояски.

КУ с плоским контактом обычно используют при $p \le 50 МПа$ и $t \le 600^0 C$, а с контактом конус по конической поверхности при $p \le 250 МПа$ и $t \le 600^0 C$. Их ресурс в обоих случаях

определяется качеством изготовления и условиями эксплуатации и обычно не превышает 3000 циклов срабатываний.

В КУ в пластической деформацией контактирующих элементов (см. рисунок 9.6, е-к) деформации смятия подвергается уплотнительная кромка седла 1 (см. рисунок 9.6е) или клапана 2 (см. риссунок 9.6 ж). В некоторых КУ смятию подвергаются мягкие закладные уплотнительные элементы клапанов 3 (см. рисунок 9.6, з, и). Герметичность КУ может также обеспечиваться путем врезания острой кромки седла в мягкую деталь клапана 2 (см. рисунок 9.6 к). В качестве материала уплотнителей применяют медь, алюминий, иногда серебро и другие драгоценные металлы. КУ, показанная на рисунок 9.6, е, ж, обычно применяют при $p \le 20 МПа$ и $D_y \le 100 мм$, конструкции, показанные на рисунок 9.6, з-к – при избытночном давлении и вакууме. Основное преимущество КУ с упругой кромкой (рисунок 9.6, л-п) – высокая герметичность при относительно небольших силах герметизации. Для повышения надежности работы и ресурса деформацию упругой кромки 1 при ее контактном взаимодействии с жесткой деталью клапанной пары 2 обычно ограничивают, устанавливая осевые или радиальные упоры 3 (см. рисунок 9.6, л, о, п) либо запрессовывая тонкостенную оболочку 1 в гнездо 3 из полимерного упругого материала (см. рисунок 9.6, м), либо плавающее ограничительное кольцо рисунок 9.7 с трехточечным контактом (4), либо ограничительным навитым многослойным кольцом 3и 4 (см. рисунок 9.8) [5].

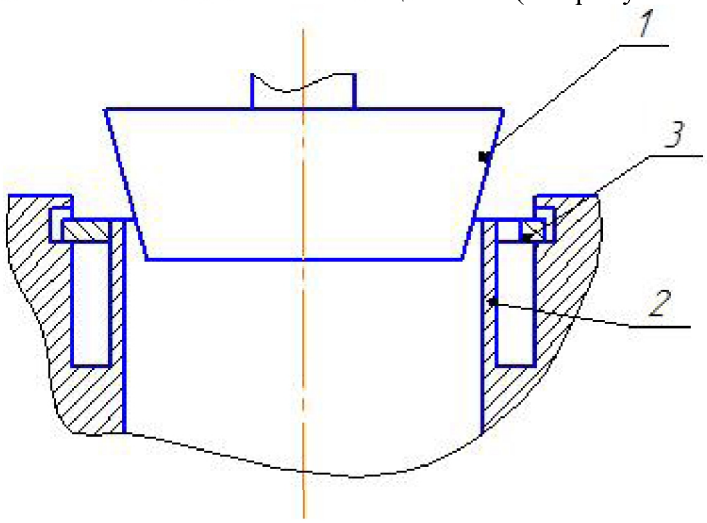


Рисунок 9.7 – Клапан

1 – клапан; 2 – седло; 3 – плавающее ограничительное кольцо с трехточечным контактом с упругой кромкой

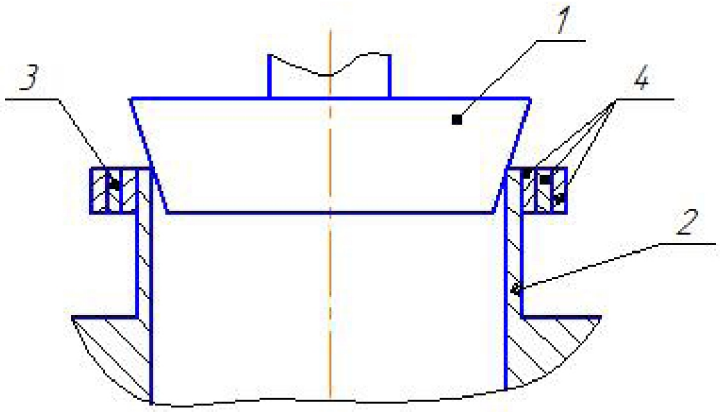


Рисунок 9.8 – Уплотнительный узел клапана

1 – клапан; 2 – седло; 3, 4 – многослойные ограничительные кольца

Иногда для ограничения деформации упругой кромки на оболочке 1 выполняют ребра жесткости 3 (см. рисунок 6 н).

КУ с расплавляемым контактом уплотнительных элементов применяют в конструкциях запорных устройств с повышенными требованиями к герметичности уплотнений, в частности в вакуумной технике. В качестве расплавляемых металлов обычно применяют сплав Вуда, олово, серебро, индий и другие металлы и сплавы. Герметизация соединения седла 1 с запорным органом 2 достигается расплавлением с помощью нагревателя 3 легкоплавкого материала М, расположенного в выточке запорного органа 2 (см. рисунок 9.9).

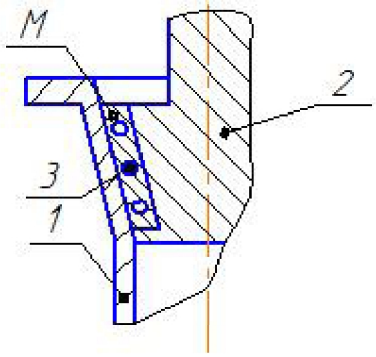


Рисунок 9.9 – Конструкция КУ с расплавляемым контактом
1 – седло; 2 – клапан; 3 – нагреватель; М – легкоплавкий материал

9.2.ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУ.

Проектирование КУ осуществляют в определенной последовательности: анализ эксплуатационных показателей и экономических требований, выбор способа герметизации, схемы КУ и материалов, расчет основных геометрических и прочностных параметров уплотнений, уточнение принятых решений и оптимизация конструкции КУ и агрегатах.

Материалы уплотнительных элементов КУ выбирают с учетом их коррозионной стойкости в рабочих средах и конкретных эксплуатационных условиях.

Необходимое контактное давление q_{yy} для КУ определяют по эмпирическим формулам:

- при контакте по поверхности

$q_{yy} = K_1(C + K_2 \cdot \beta)/\sqrt{l}$;

- при контакте по линии

$q_{yy} = K_1 \cdot \overline{P}_A$,

где K_1 - коэффициент, учитывающий влияние среды (для жидких сред K_1=1; для газов, пара, паро-водяной смеси K_1=1,5; для гелия, водорода, керосина, бензина и других газов и жидкостей с высокой проникающей способностью K_1=2); С и K_2 - коэффициенты учитывающие влияние материалов в КУ (для сталей и твердых сплавов С=3,5 МПа, K_2=1, для меди, баббита, бронзы, латуни С=3,0 МПа, K_2=1); l – ширина уплотнения, см; $\overline{P}_A$ - контактная нагрузка, зависящая от материала уплотнения (для меди, баббита, латуни с НВ$\leq$90 $\overline{P}_A$=200 Н/см; для бронзы, латуни с НВ>90 $\overline{P}_A$=250Н/см; для сталей и твердых сплавов $\overline{P}_A$=300 Н/см). Если КУ изготовлены из разных материалов значения $\overline{P}_A$ принимают по более мягкому материалу.

В инженерной практике при проектировании КУ чаще пользуются полученными многочисленными рекомендациями q_{yy} при использовании уплотнительных материалов. В частности для конструкций КУ, представленных на рисунок 9.10, можно рекомендовать следующее предельно допустимое значение q_{yy} в зависимости от применяемых материалов в КУ (см. таблицу 9.2).

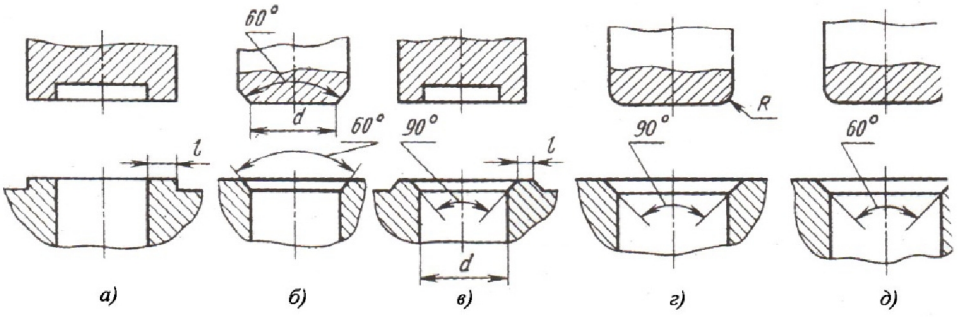


Рисунок 9.10 – Конструкции КУ типа металл-металл с контактом по ОСТ 26-07-2042-81: а – плоским; б – конусным; в – линейным; г, д – конусно-сферическим

На работоспособность КУ существенное влияние оказывает наличие твердых частиц в рабочих средах, наличие которых зависит от класса чистоты используемой рабочей среды, класс которой оговаривается в ТЗ на проектируемый агрегат. Желательно, чтобы размер твердых частиц в рабочих средах не превышал 70 мкм по максимальному измерению.

Таблица 9.2 – Предельно допустимые контактные давления $q_{уу}$ для различных материалов и конструкций КУ

Материал	Марка	Твердость	$q_{уу}$, МПа	
			Тип А	Тип Б
Латунь	ЛС59-1 ЛМц 58-2	70-90 НВ	80	20
	ЛК-80	100 НВ	100	25
Бронза	БрАЖМц 10-3-1,5 БрАЖН 10-4-4	120-200 НВ	100	35
Сталь высоколегированная (коррозионно-стойкая, кислотостойкая, жаропрочная)	12Х18Н9Т 10Х17Н13М2Т 15Х18Н12С4ТЮ 06ХН28МДТ	120-140 НВ 135-180 НВ 155-170 НВ 135-185 НВ	150	15
	20Х13 14Х17Н2	31-40 НВ 20-25 НВ	250	25
Сталь легированная (азотирование)	38Х2МЮА	600 НВ	300	80
Баббит (наплавка)	Б16	30 НВ	50	-
Твердый сплав (наплавка)	ВЗК ЦН-6 ЦН-12М-67 УОНИ13/Н1-БК	40 HRC 28-32 HRC 38-58 HRC 40-48 HRC	1000 800	80
Примечания: 1. Тип А – клапан перемещается без вращения; тип Б – клапан перемещается совместно с вращающимся штоком. 2. Для конусных уплотнений допускается увеличение $q_{уу}$ в 1,5 раза				

9.3. УПЛОТНЕНИЯ С УПРУГОЙ КРОМКОЙ

В последнее время этот вид КУ находит все большее распространение. В КУ этого типа один из элементов имеет упругую кромку 1, способную к упругой деформации при контакте с жестким коническим или сферическим элементом 2 (рисунок 9.11).

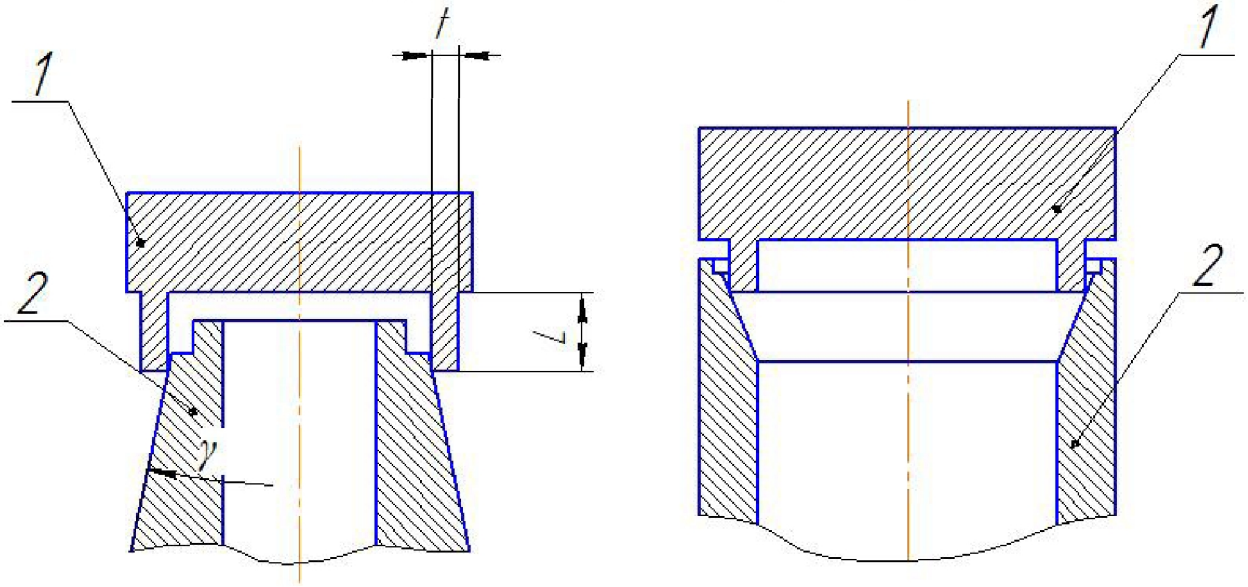


Рисунок 9.11 – Схема контакта КУ с упругой кромкой:
1 – по наружному конусу; б – по внутреннему конусу.

К таким КУ представляют менее жесткие требования по точности изготовления и форме контактирующих поверхностей. Повышенная деформационная способность таких КУ позволяет создавать различные конструкции дублированных и комбинированных КУ с повышенной надежностью герметизации (рисунок 9.12).

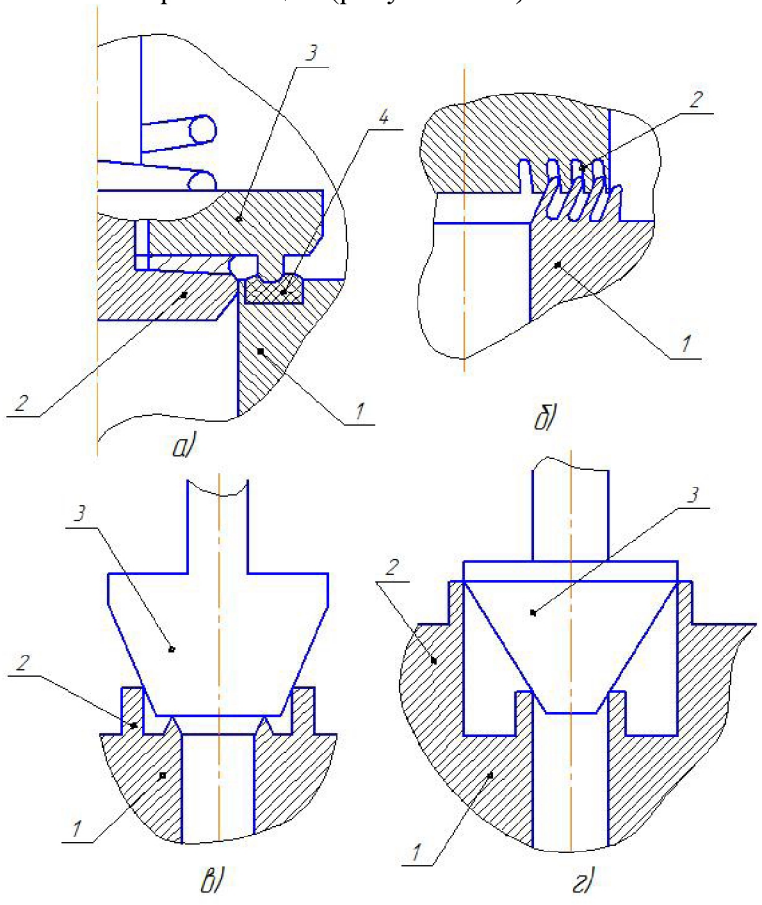


Рисунок 9.12 – Конструкции КУ с дублированным уплотнением

Показанное на рисунок 9.12,а КУ содержит две клапанные пары: упругая кромка 1 – запорный орган 2 и резиновый уплотнитель 4 – запорный орган 3. Такое КУ обеспечивают работу упругой кромки в области оптимальных упругих деформаций и может применяться для герметизации сред с большим перепадом рабочих давлений. В КУ на рисунке 9.12, б несколько упругих кромок, выполненных на седле 1, образуют несколько контактных пар с запорным органом 2. Такое КУ обеспечивает хорошую герметичность в широком диапазоне рабочих значений давлений и температур, но сложно в изготовлении. Более технологичны конструкции КУ, в которых запорный орган 3 контактирует с упругой кромкой 2 и жестким седлом 1 (см. рисунок 9.12, в) или двумя упругими кромками 1 и 2 (см. рисунок 9.12,г)

Для предотвращения разрушения упругой кромки при большой нагрузке в конструкции КУ предусматривают элемент, ограничивающий ее деформацию. Такой элемент выполняют в виде упора, ограничивающего осевое перемещение подвижной детали КУ, или в виде втулки, ограничивающей радиальную деформацию упругой кромки (рисунок 9.13).

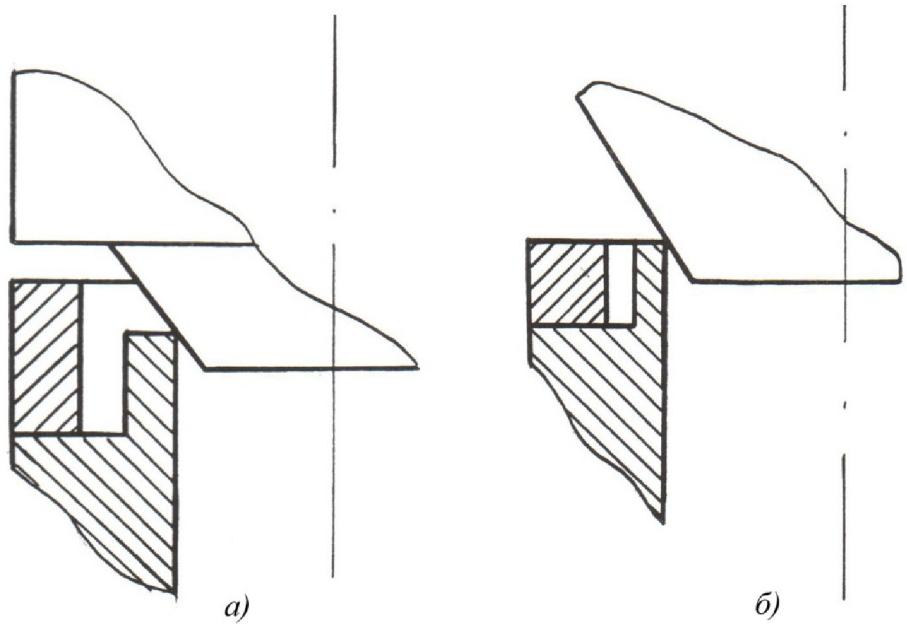


Рисунок 9.13 – Схема КУ с ограничением деформации упругой кромки упором:
а – осевым; б – кольцевым

Основными геометрическими параметрами КУ с упругой кромкой являются: формы упругого и жесткого элементов уплотнения, толщина t и длина L кромки, угол γ наклона нормали к поверхности элементов (см. рисунок 9.11).

Жесткий элемент КУ обычно выполняют с конической или сферической уплотнительной поверхностью. Сферическая форма предпочтительна при необходимости обеспечения высокой точности формы и малой шероховатости ($Ra \leq 0{,}1$ мкм), а также при достаточной твердости материала, исключающей образование пересекающихся отпечатков при относительных проворотах элементов КУ в процессе эксплуатации.

При использовании конических жестких элементов требования к отсутствию перекоса осей деталей КУ выше, чем в уплотнении со сферическим жестким элементом, а шероховатость может быть несколько больше при правильно ориентированном микрорельефе.

Упругую кромку обычно выполняют в виде тонкостенной коробкой цилиндрической оболочки. Такая форма наиболее распространена вследствие простоты конструкции и технологичности изготовления. Диаметр оболочки определяется проходным сечением агрегата. Толщину t выбирают из условий прочности и способности оболочки к деформации, длину L рассчитывают с учетом нагружения КУ силой $P_Г$ и давлением P. Рекомендации по выбору геометрических параметров и расчет КУ с упругой кромкой даются в работе [1].

Кроме обычных требований к материалам деталей КУ с упругой кромкой (коррозионной и эрозионной стойкости в заданных средах и условиях эксплуатации, высокой износостойкости, отсутствие схватывания и задиров в контакте деталей уплотнения, хорошей обрабатываемости) к материалу тонкостенных элементов предъявляют особые требования: высокую прочность, предел текучести, ударная вязкость, релаксационная стойкость в сочетании с небольшим модулем упругости. Этим требованиям в наибольшей степени отвечает бериллиевая бронза типа БрБ2, несколько уступает ей БрАЖН10-4-4 и БрАЖМц 10-3-1,5. Поскольку бронзы имеют ограниченный температурный диапазон эксплуатации в качестве материалов упругих кромок применяют также стали Х32Н8, 14Х17Н2, 20Х13, Х16Н6, 07Х21Г7АН5. Материал жесткого элемента КУ должен быть тверже материала кромки.

Технологический процесс изготовления тонкостенного элемента должен исключать возможность возникновения отклонений формы и разнотолщинности по периметру в результате его податливости и вибрации при обработке.

Уплотнительную кромку тонкостенной детали следует выполнять со скруглением по радиусу R=0.1…0.2 мм, обеспечивая малую шероховатость поверхности Ra=0.20…0.40 мкм. При обработке конуса жесткого элемента КУ целесообразно применять алмазное выглаживание (Ra=0,10…0,20 мкм).

Угол наклона γ нормали к поверхности контакта с учетом угла трения ρ материалов контактирующей пары КУ рекомендуется принимать из условия $\gamma + p < 90^0 (\gamma = 70...80^0 C)$.

9.4.КЛАПАННЫЕ УПЛОТНЕНИЯ С НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ УПЛОТНИТЕЛЯМИ.

Основное преимущество КУ с неметаллическими уплотнителями – обеспечение высокой герметичности при малом контактном давлении q_{yy}. Применение неметаллических уплотнителей позволяет создавать высоконадежные конструкции уплотнительных устройств. При этом герметизируемая среда может иметь давления от вакуума до 40 МПа. Большинство КУ с неметаллическими уплотнителями по материалу уплотнительного элемента подразделяют на металлопластмассовые и резинометаллические. Основные типа КУ с неметаллическими уплотнителями показаны на рисунке 9.14.

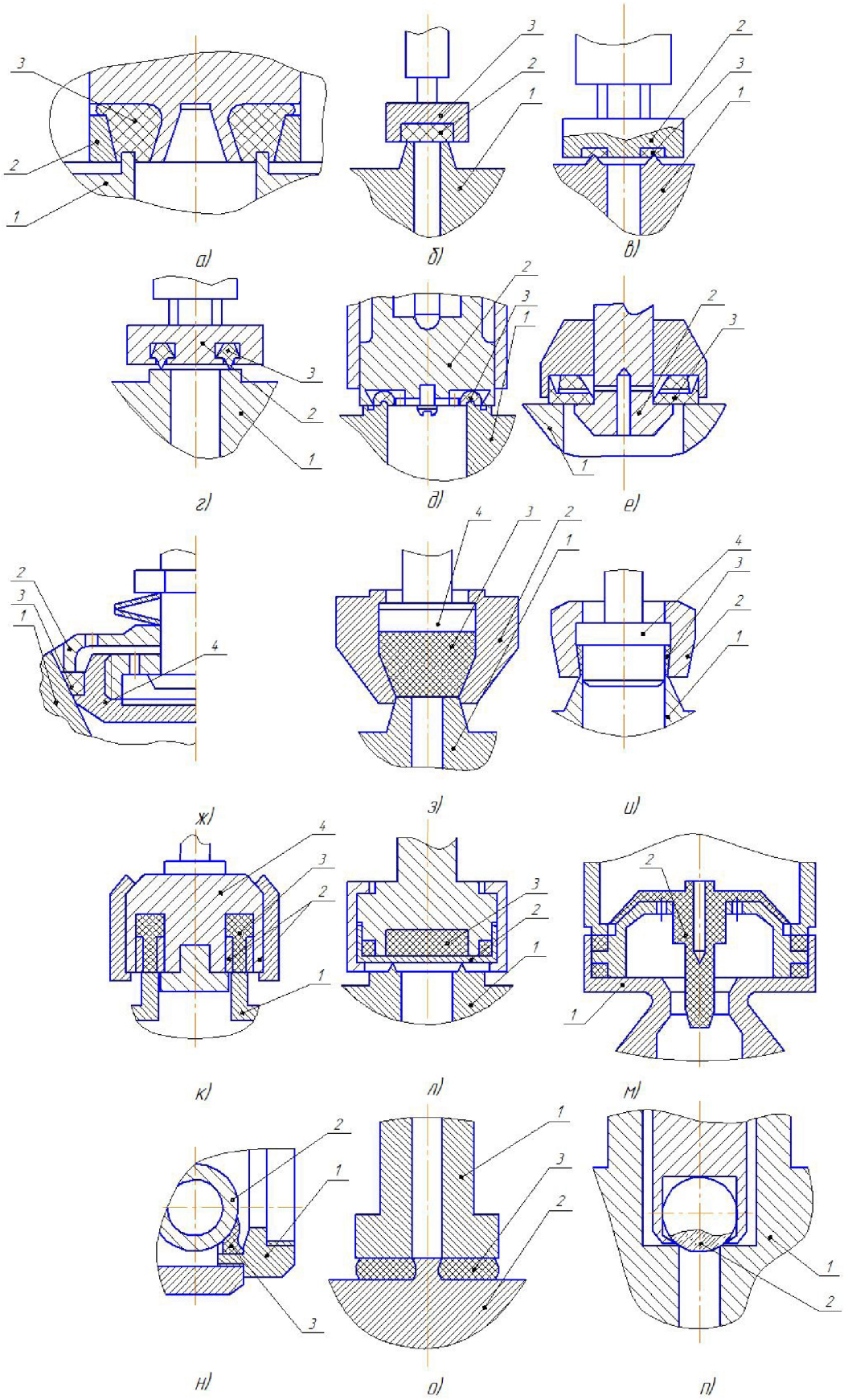


Рисунок 9.14 – Конструкции КУ с неметаллическими уплотнителями (а…п)

9.4.1.КУ С ФТОРОПЛАСТОВЫМИ УПЛОТНИТЕЛЯМИ.

.КУ с фторопластовыми уплотнителями (см. рисунок 9.14а) широко применяют в агрегатах. Фторопластовые уплотнительные элементы 3 в клапане 2 крепят запрессовкой, завальцовкой иди механическим закреплением уплотнителя, обычно применяют для герметизации рабочих сред при $p \leq 4{,}0$ МПа и $Dy \leq 100$ мм.

Для крепления фторопластовых уплотнителей в КУ с $Dy \leq 25$ мм широко применяют завальцовку. Седла 1 чаще всего имеют прямоугольный профиль (см. рисунок 9.14, а, г), но могут быть и упругой конфигурации (рисунок 9.14, б, в, д).

Фторопласт–4 – прекрасный уплотнительный материал, имеет очень низкий коэффициент трения (0,04…0,08), химически стоек, не горюч и не изменяет своих физико-химических свойств до 300° С, но механическая прочность его при это резко снижается (например, в три раза при повышении температуры с 60 до 120° С).

Большим недостатком фторопласта-4 является его текучесть при удельных нагрузках 30…50 кгс/см² появляется заметная остаточная деформация, а при 200…250 кгс/см² материал переходит в область регулярного течения.

Другой его недостаток – низкая эластичность, затрудняющая использование манжет из фторопласта при низких давлениях.

Фторопласт-4 может уплотнять давление до 40 МПа, если уплотнитель неходится в замкнутом объеме.

В целях предупреждения вытекания фторопласта, а также стабилизации геометрических размеров уплотнителя в процессе работы агрегата можно рекомендовать производить так называемое термостатирование. Его сущность заключается в следующем. В зависимости от конструктивного исполнения уплотнителя (уплотнитель располагается в седле или клапане) седло или клапан следует изготавливать с припуском (рисунок 9.15).

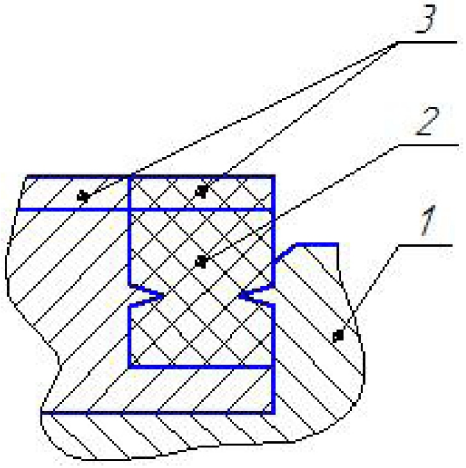


Рисунок 9.15 – Схема заделки фторопластовой уплотнителя при термостатировании
1 - деталь клапана (седла); 2 – фторопластовое уплотнение; 3 – припуска

Затем производится частичная предварительная сборки и агрегат помещается в термобокс при температуре, соответствующей рабочему тепловому режиму агрегата (или на 5% выше). В агрегат подается давление, равное рабочему, которым клапан прижимается к седлу. В таком состоянии агрегат выдерживается в термобоксе от 4 до 10 часов, после чего агрегат охлаждается до нормальной температуры и разбирается, а клапан дополнительно обрабатывается резцом до чертежных размеров со снятием припуска на металлических деталях и фторопласте. После термостатирования агрегат можно собирать окончательно. Одновременно при этом решается вопрос и по смятию остаточных напряжений, возникающих во фторопласте при его завальцовке, запрессовке.

Термостатирование дает положительные результаты, если тепловой режим работы агрегата не превышает 200…210 ºС.

Для КУ с фторопластовым уплотнителем при заданном ресурсе можно рекомендовать следующие допустимые удельные нагрузки q_{yy} (см. рисунок 9.16).

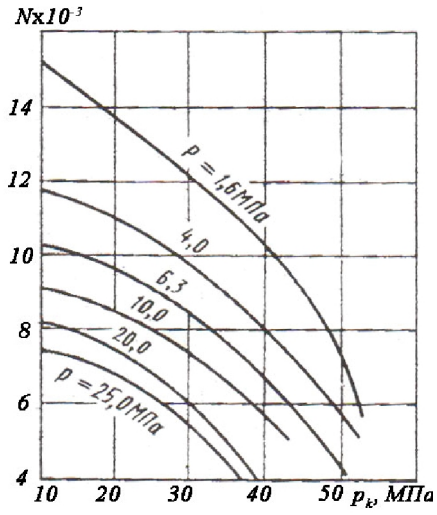


Рисунок 9.16 – Зависимость ресурса от допустимого контактного давления при t<150 ^{0}C

9.4.2.КОНСТРУКЦИИ КУ С РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ УПЛОТНИТЕЛЯМИ.

Они отличаются многообразием геометрических параметров, зависящих от марки резины, свойств и давлений рабочей среды, функционального назначения КУ и др.
Вообще, резак является наиболее распространенным практически идеальным уплотнительным материалом, так как по своим свойствам в наибольшей степени удовлетворяет требованиям предъявляемым к ним: высокая эластичность, упругость, относительно малый коэффициент трения, высокая прочность, хорошая адгезионная способность к металлу при вулканизации ее в резино-металлической арматуре, сохранность размеров и физико-механических свойств в контакте с рабочей средой.

Седла выполняют обычно в виде кольцевых выступов конического или круглого профиля, которые при закрытии КУ вдавливаются в резиновый уплотнитель, в результате чего в нем возникают напряжения, обеспечивающие герметизацию затвора. Вершину седла выполняют с радиусом округлости R (рисунок 9.17, обычно R=0.3±0.2 мм). Высота седла h_c обычно не превышает 1 мм, что обеспечивает ограничение вдавливания седла в резиновый уплотнитель, так как избыточную силу воспринимает металлическая торцевая поверхность клапана.

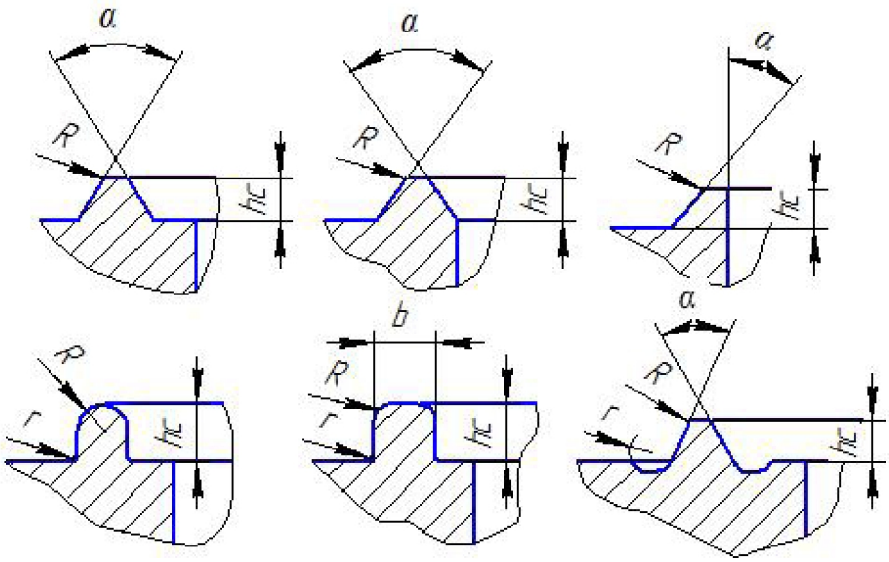


Рисунок 9.17 – основные типы конструкций седел КУ

Канавки под резиновый уплотнитель в клапанах чаще всего имеют прямоугольное сечение шириной 3-5 мм и высотой 2,5…4,0 мм.

Последнее исследование влияния профиля канавки на напряженно-деформированное состояние КУ показали, что более предпочтительной является канавка, имеющая в сечении профиль равнобедренной трапеции.

Такой профиль обеспечивает равномерное распределение напряжений в уплотнителе и большую долговечность и надежность КУ. Разрушение резинового уплотнения с ростом числа срабатываний происходит различным образом в зависимости от температуры.

При температуре 50ºС разрушение резины обычно происходит по периферии канавки. Увеличение шины канавки при заданной погонной нагрузке в этом случае способствует облегчению работы уплотнителя, т.е. увеличению ресурса срабатываний. так увеличение ширины канавки с 3 до 6 мм увеличило для закрытых седел (рисунок 9.18 а) ресурс срабатываний в 3-5 раз (при погонной нагрузке $q_{уу}$=25 кгс/мм). Закрытое седло существенно расширяет диапазон давлений среды за счет работы уплотнительного элемента в условиях всестороннего объемного сжатия по сравнению с открытым седлом (рисунок 9.18, б).

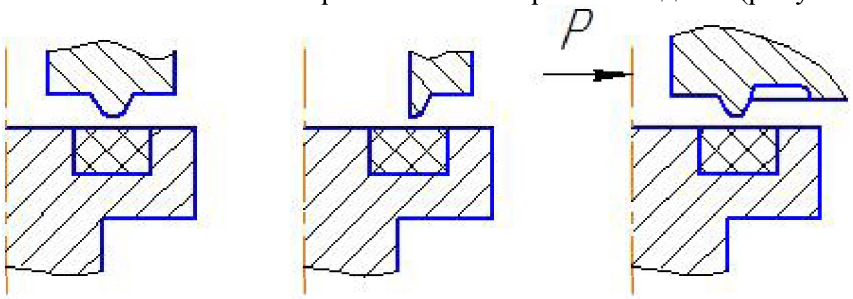


Рисунок 9.18 – Формы седел:
а – закрытое; б – открытое; в – с дополнительной канавкой для повышенных давлений

При низких температурах (около -40ºС), когда резина становится более жесткой и хрупкой, разрушение начинается обычно непосредственно под седлом. В этом случае увеличение ширины канавки не влияет на момент начала разрушения. Допустимое число срабатываний при низких температурах оказывается минимальным, так как эти условия являются наиболее жесткими. Но при эксплуатации обычно требуемое число срабатываний при низкой температуре мало. В большинстве случаев (и это оговаривается в ТЗ на агрегат) ресурс агрегата вырабатывается при плюсовых температурах.

Однако увеличение ширины канавки приводит к увеличению размеров седла закрытого типа, что отрицательно сказывается на габаритах агрегата или его гидравлическом

сопротивлении. Кроме того, следует иметь в виду, что при больших скоростях газа, обтекающего широкое уплотнение, его может вырвать из гнезда в случае недостаточной прочности крепления к металлу. Эти соображения ограничивают ширину канавки.

Для КУ с целью устранения порезов резины при деформации уплотнителя от давления делают дополнительную кольцевую выточку (рисунок 9.18, в).

На работоспособность резины влияет величина обжатия. Под обжатием понимается отношение $W = \frac{\Delta}{L} \cdot 100\%$, где L – глубина уплотнения (канавки), Δ - глубина погружения седла.

При длительном хранении уплотнения с малым обжатием герметичность может оказаться нарушенной.

В нормально-закрытых клапанах, когда седло постоянно погружено в резину, длительно действующее большое обжатие приводит к разрушению резины. При кратковременно действующих нагрузках (в нормально открытых клапанах) процент обжатия может быть существенно большим. Так, для резинового уплотнения величины обжатия при длительном хранении должны быть в пределах 10..30%, при кратковременном действии допускается обжатия до 50..55%. Этими данными следует руководствоваться при выборе глубин канавки.

На рисунок 9.19 показан конструкции КУ преимущественно для электромагнитных пневмоклапанов с Dy≤10 мм, работающих при p≤35 МПа и температуре от -50ºС до +50ºС. Уплотнительный элемент представляет собой резиновую закладную деталь; изготавливаемую прессованием или вырубкой из пластика. Для КУ с Dy<3 мм применяют уплотнительные элементы в виде кругловой шайбы, а для КУ с Dy=3…10 мм – в виде кольца. Работоспособность КУ данной конструкции при подаче давления «на клапан» составляет не менее 3000 циклов срабатываний.

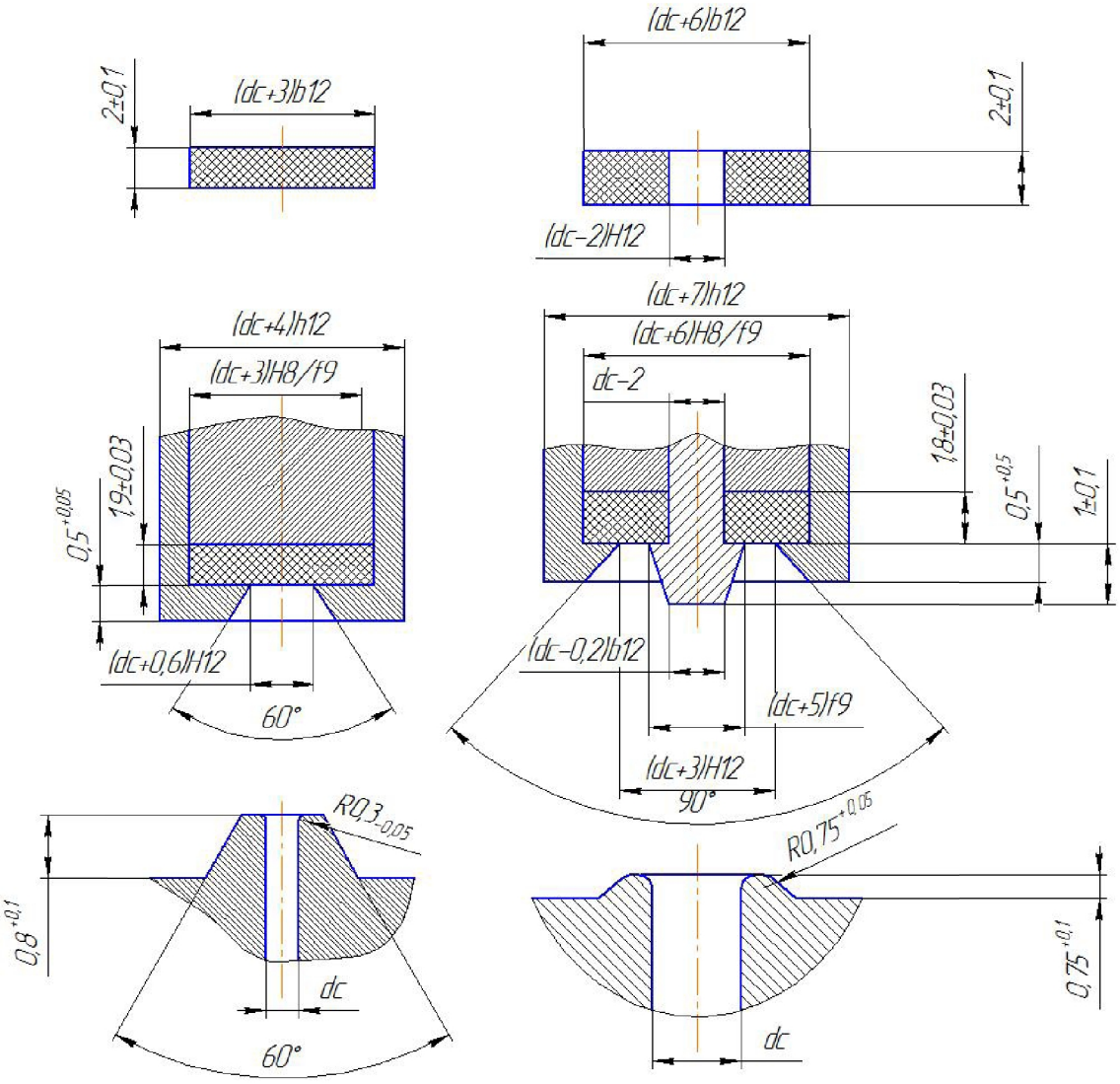


Рисунок 9.19 – Конструкции КУ для пневмосистем высокого давления

Для обратных клапанов пневмосистем высокого давления (до 35 МПа) можно рекомендовать уплотнения с резиновым уплотнителем и двумя защитными металлическими шайбами, препятствующими разрушению резины (рисунок 9.20).

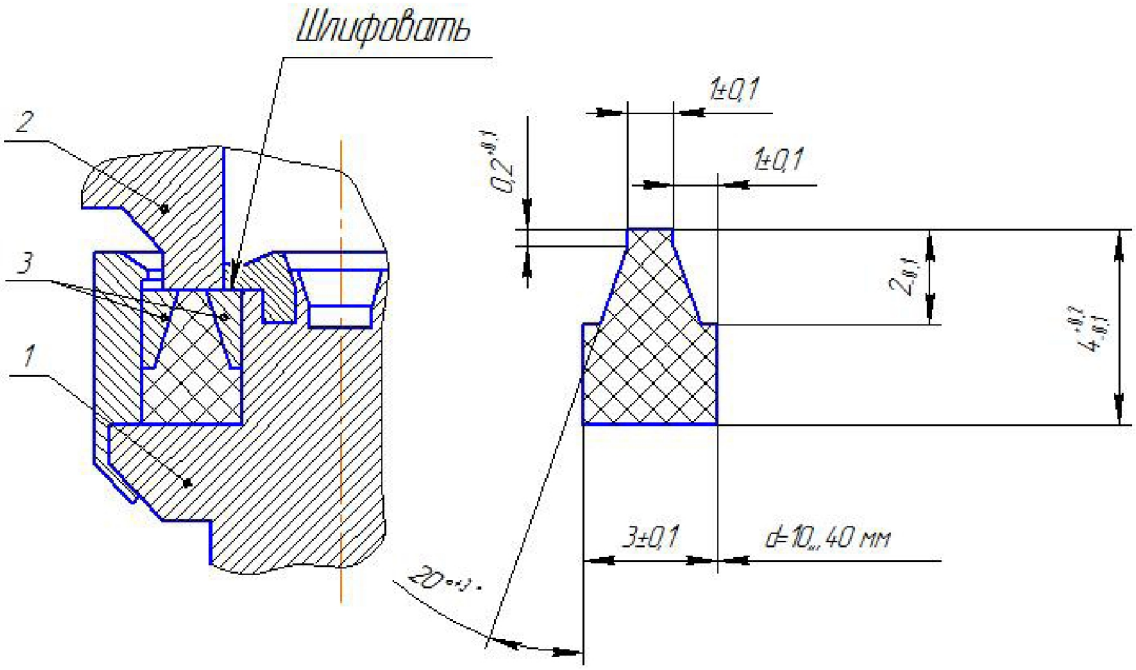


Рисунок 9.20 – Конструкция КУ обратного клапана для пневмосистем высокого давления:
1 – резиновый уплотнитель; 2 – седло; 3 – подвижные кольца

В авиационных агрегатах, включая и высокотемпературные, нашли применение следующие марки резин в КУ: ИРП-1078, ИРП-1078А, ИРП-1353 (на основе нейтральных синтетических каучуков СКН-18, СКН-26, СКН-18М); ИРП-1144, ИРП-1287, ИРП–1287М, ИРП-1316 (на основе фторкаучука СКФ-26); 51-1434, ИРП-1354 (на основе фторсиликоновых каучуков СКТ-ФТ, СКТ-ФВ); ИРП-1399, ИРП-1400, ИРП-1285 (на основе оксанового каучука СКТГЗ).
По сопротивлению тепловому старению резины из фторкаучука превосходят резины всех известных органических каучуков и равноценны резинам из силиконовых каучуков.
Резины из фторкаучуков сохраняют работоспособность при 200ºС, при 250ºС резину из СКФ-32 способны работать 50-100 часов, резины из СКФ-26 – 2000 часов; при 300ºС резины из СКФ-26 способны работать 100 часов. Основным серьезным недостатком фторкаучуков является низкая морозостойкость. Предельная отрицательная температура, при которой резины из СКФ сохраняют эластические свойства, составляет -25ºС.
Основными показателями, характеризующими работоспособность резин из силоксановых и фторкаучуков при высоких температурах и постоянном сжатии, являются скорости накопления остаточной деформации и релаксации напряжения КУ.
Для увеличения работоспособности КУ из этих резин рекомендуется приводить их термостатирование при температуре, превышающей возможную температуру эксплуатации. С увеличением температура и продолжительности термостатирования остаточная деформация резин при тепловом старении на воздухе и скорость релаксации при сжатии уменьшается, особенно в случае резин из СКФ-26 и СКТВ-1.
Оптимальной для термостатирования КУ из резин на основе силоксановых и фторкаучуков следует считать область температур 250…270ºС, так как при более высоких температурах заметно снижаются прочность и относительное удлинение этих резин, а также возрастает нестабильность других показателей и величина усадки резин.

9.4.3.КУ С УПЛОТНИТЕЛЕМ ИЗ СМОЛЫ «ДИФЛОН» (ПК-2-М)

.КУ с уплотнителем из смолы «Дифлон» (ПК-2-М) нашли также широкое распространение, особенно в агрегатах, работающих при сверхнизких отрицательных температурах (до -270ºС) в силу своих особенностей материалы сохраняют удовлетворительные пластические свойства при этих температурах.

Конструктивные схемы КУ и некоторые размеры представлены на рисунке 9.21 и 9.22 и таблицах 3 и 4 соответственно.

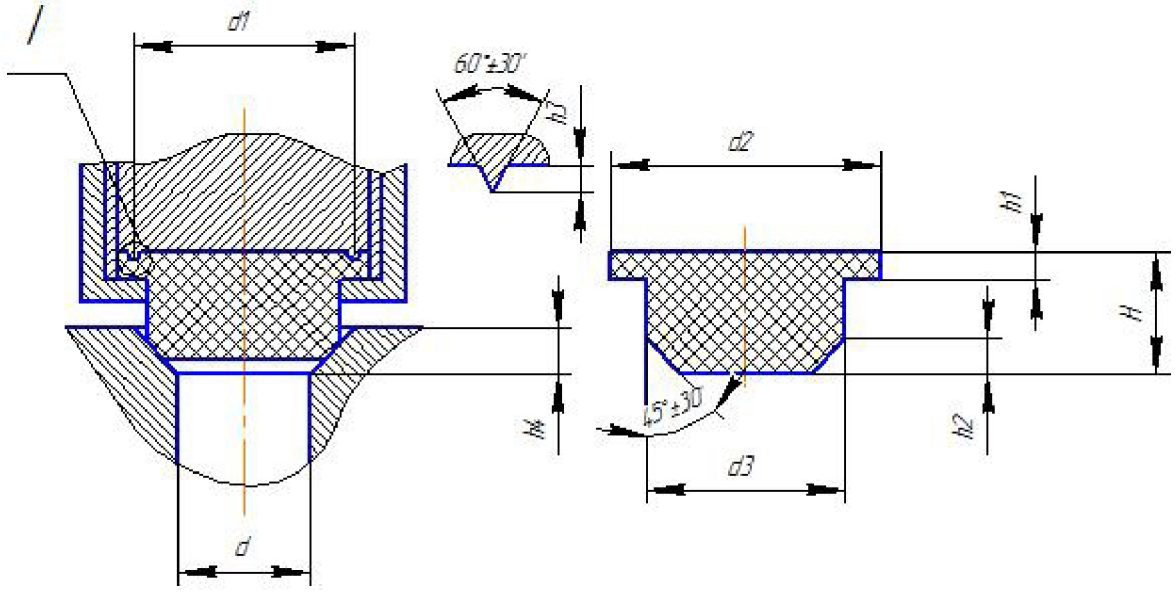


Рисунок 9.21 – Конструктивная схема КУ с уплотнителем на основе смолы «Дифлон»

Таблица 9.3

p, МПа	D_y	$dH14$	d_1H14	d_2h14	d_3h9	$H \pm \frac{IT15}{2}$	$h_1 \pm \frac{IT15}{2}$	$h_2 \pm \frac{IT15}{2}$	$h_3 \pm \frac{IT15}{2}$	$h_4 \pm \frac{IT15}{2}$
До 40	6	6	18	21	15	10	4	1	0,5	2
	10	10	21	25	19					
	15	15	27	30	24	14		2		3
	20	20	30	35	28					
	25	25	38	42	34					
	32	32	45	50	42					
	40	40	53	58	50					
	50	50	63	67	60					

Следует заметить, что этот вид уплотнителя в КУ может закрепляться только механически, при этом необходимо обеспечивать усилия, которые бы не вызывали образования существенных напряжений в материале уплотнителя, которые могут привести к образованию микротрещин в уплотнителе от разряжений сжатия при его закреплении.

Необходимо также знать, что в зависимости от способа получения заготовки материала уплотнителя (литьем, экструдером) в нем также возникают существенные внутренние напряжения, которые в итоге от напряжений от закрепления могут привести также к образованию внутренних микротрещин.

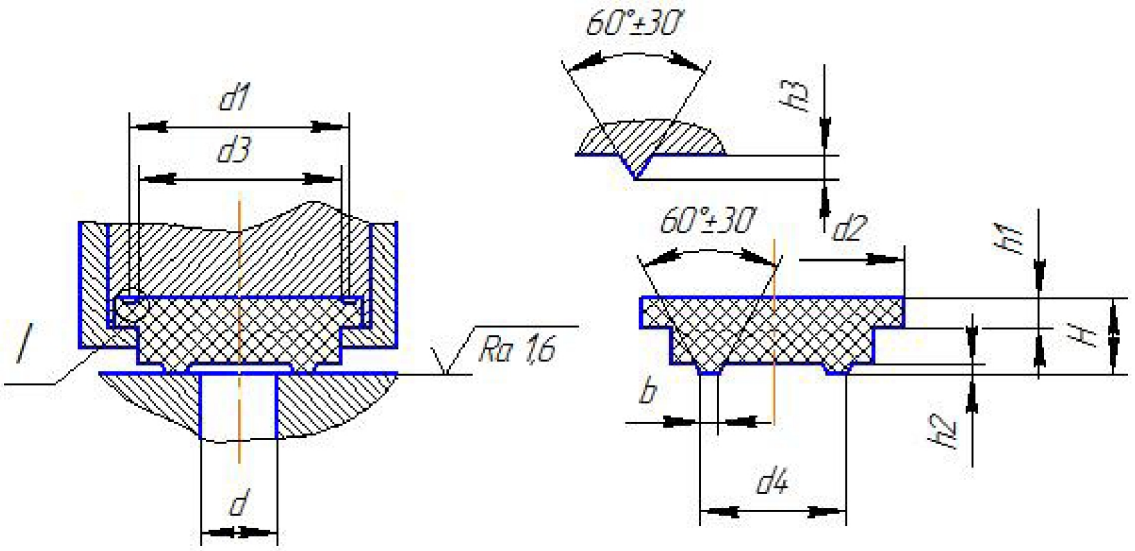


Рисунок 9.22 – Конструктивная схема КУ с уплотнителем «Дифлон»

Таблица 4

p, МПа	D_y	$dH14$	d_1h14	d_2h14	d_3h14	d_4h14	$H \pm \frac{IT15}{2}$	$h_1 \pm \frac{IT15}{2}$	$h_2 \pm \frac{IT15}{2}$	$h_3 \pm \frac{IT15}{2}$	$b \pm \frac{IT15}{2}$
До 20	6	6	18	21	15	11	8	2	1	0,5	1
	10	10	21	25	19	15					
	15	15	27	30	24	20	10	3			
	20	20	30	35	28	25					
	25	25	38	42	34	30	12				
	32	32	45	50	42	38					

10.КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АГРЕГАТОСТРОЕНИИ, ОСОБЕННОСТИ ПРИ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИИ

Любой конструктор, приступающий к проектированию систем или агрегатов в соответствии с требованиями технического задания и действующей нормативной документацией (ЕСКД, ГОСТ, отраслевые нормы, заводские стандарты предприятия) должны обладать определенным багажом технических знаний в части выпускаемых промышленностью и граничными условиями применения: материалов (металлов, различных сплавов, полимеров, эластомеров, керметов и т.д.) приводов, чувствительных элементов, различных видов уплотнений, датчиков и измерительной аппаратурой, конструкций агрегатов и их элементов аналогичных проектируемому, дефектами выявленными на аналогичных в процессе эксплуатации и т.д.

Все эти знания (см. рис. 10.1) особенно необходимы конструктору на этапе рабочего проектирования, а также умение производить комплекс конструктивных расчетов, позволяющих создать надежную конструкцию агрегата. Рассмотрим эти аспекты более конкретно и применительно к агрегатам гидро-пневмо топливной автоматики авиационной техники.

Одним из основных факторов, влияющих на надежность конструкции агрегата является правильный выбор материала его деталей, и это тем более важно, поскольку в современных агрегатах стоимость материалов достигает 30…60% от его общей стоимости, а стоимость обработки с применением высокопроизводительных методов резко сокращается.

Снижение веса деталей и одновременно применение материалов, имеющих повышенную обрабатываемость (технологичность) является одной из основных тенденций в машиностроении. В ряде случаев уменьшение веса деталей может диктоваться стремлением

не только уменьшить их стоимость изготовления, но и улучшить конструктивные параметры изделия.

При выборе материала заготовки для деталей исходят из следующих предпосылок:

1. Конструктивных: материал должен удовлетворять техническим условиям;
2. Технологических: материал должен удовлетворять требованиям минимальной трудоемкости на всех стадиях изготовления детали;
3. Экономических: материал должен быть наиболее дешевым.

Выбор материала должен быть согласован не только с требованиями прочности, жесткости и минимального веса деталей агрегата, но и с его технологическими особенностями: ковкостью, литейными качествами и обрабатываемостью.

Экономичность при выборе материалов не должна отождествляться только со стоимостью самих материалов, так как в ряде случаев на окончательный выбор материалов оказывает решающее влияние экономичность методов изготовления и обработка заготовок, зависящая от технологических свойств материала.

Порой только применение сравнительно дорогих высококачественных материалов во многих случаях обуславливает повышение срока службы деталей снижение их веса и себестоимости.

Разнообразие требований, предъявляемых современным агрегатостроением, непрерывно вызывает к жизни применение новых материалов, например, пластмасс, жаропрочных кислотоупорных, металлокерамических (керметов) и др.

Непрерывное развитие авиационно-космической промышленности вызвало появление огромного числа высокопрочных сплавов на алюминиевой, магниевой и титановой основе.

Одновременно с этим происходит непрерывный процесс повышения физико-механических свойств ранее появившихся материалов.

Вспомним некоторые характеристики материалов, знание которых и умелое использование в последствии помогут решать многие задачи обеспечения работоспособности агрегатов.



Рисунок10. 1 – Объем знаний, необходимый конструктору для проектирования

10.1. ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА

В агрегатостроении используется большое число разнообразных материалов: чугунов (в ракетно-космической технике их применение ограничено и в основном используется при изготовлении оснастки), сталей, цветных металлов и сплавов, пластмасс, набивочных и прокладочных и т.д.

Область применения материала зависит от результатов оценки целого комплекса его свойств, с учетом долговечности конструкции и стоимости материала. Из этого комплекса можно выделить основные свойства, которые являются решающими. Например, для деталей, работающих при высоких давлениях на химических нейтральных средах, основным свойством является прочность металла; для агрегатов, работающих на агрессивных или коррозионных средах при низких давлениях, важнейшим свойствам является коррозионная устойчивость материала в данной среде при соответствующей концентрации и температуре. Прочность металла в последнем случае не имеет решающего значения и во многих случаях при этих условиях применяются пластмассы, имеющие да сравнению с металлами значительно меньшую прочность, но высокую химическую стойкость. Для прокладочных и уплотнительных элементов - решающими свойствами являются пластичность и упругость. При наличии материалов с одинаковыми свойствами используется более дешевый. Когда свойства материалов не равноценны и более дорогой материал обладает лучшими свойствами, выбор следует производить на основании результатов соответствующих расчётов и сопоставлений.

При выборе конструкционных материалов прежде всего исходят из их прочностных и технологических свойств. Прочность металлов оценивается по результатам испытаний образцов на испытательных машинах, главным образом, на разрывных.

Вспомним некоторые характерные точки и понятия из сопротивления материалов.

Рассмотрим условную диаграмму растяжения. Под ней понимается зависимость напряжения σ от относительного удлинения ε (рисунок10. 2).

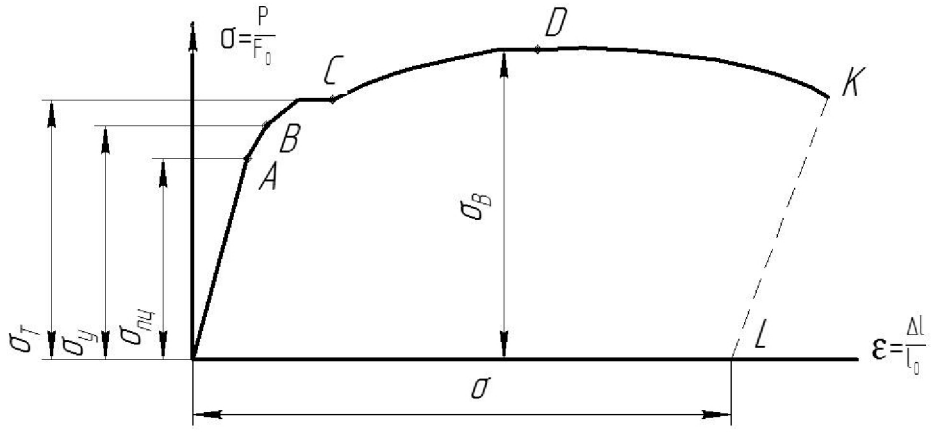


Рисунок10.2 – Диаграмма растяжения

На условной диаграмме растяжения рассмотрим характерные точки и их ординаты, соответствующие механическим характеристикам, подученным при статических испытаниях на растяжения малоуглеродистой стали:

σ_n - предел пропорциональности - наибольшее напряжение, до достижения которого справедлив закон Гука ($\sigma = E \cdot \varepsilon$);

$\sigma_У$ - предел упругости - наибольшее растягивающее напряжение, до достижения которого в образце не возникает остаточной деформации;

$\sigma_Т$ - предел текучести - напряжение, при котором происходит рост деформации образца при практически постоянной нагрузке;

σ_B - предел прочности (временное сопротивление) условное напряжение, соответствующее наибольшей нагрузки, выдерживаемой образцом да разрушения.

При механических испытаниях металлов, как правило, определяют условный предел упругости - напряжение, при котором в образце впервые появляются остаточные деформации, имеющие заданную малую величину (0,001; 0,003: 0,005%). Величина допуска остаточной деформации в этом случае указывается в виде индекса, например $\sigma_{0,003}$ - условный предел упругости, соответствующей остаточной деформации 0,003%.

Основной характеристикой прочности хрупких материалов является предел прочности при разрыве - σ_B, то есть наибольшее напряжение в кг/мм², отнесенное к первоначальному поперечному сечению образца, которое он выдерживает при разрыве. Для пластичных материалов помимо предела прочности важное значение имеет (условный) предел текучести σ_T, то есть напряжение в кг/мм², соответствующее состаточному относительному удлинению в 0,2%.

Расчёт деталей из пластичных материалов обычно производят с учётов предала текучести, так как в машинах как правило, нельзя допускать значительных остаточных деформаций, которые могли бы вызвать нарушение работы.

В связи о этим величина предела текучести при растяжении определяется напряжением, которое вызывает остаточное относительное удлинение в 0,2%. Во многих деталях арматуры такая величина деформации не вызывает опасений за качество работы изделия, и в ряде случаев можно было бы ориентироваться на предел текучести при остаточном относительном удлинении больше 0,2%, например в 0,5%, однако таких данных еще очень мало и при расчёте арматуры используют значения предела текучести

$\sigma_T = 0{,}2$.

Предел пропорциональности σ_n или наибольшее напряжение, до которого деформация изменяется пропорционально напряжению, используется в основном при расчёте на продольную устойчивость. Модуль упругости при растяжении «Е» кг/мм², характеризующий жесткость материала, его способность сопротивляться деформациям, входит в формулы во всех расчетах при определении деформаций растяжения, изгиба или сжатия (прогиб стенок деталей, валов, тарелок и пр.). При определении деформации кручения (пружины) в формулы входит модуль сдвига G кг/мм². Модуль упругости при растяжении представляет собой условное напряжение, которое должно быть создано в материале, чтобы длина его увеличилась вдвое. Модуль упругости при сдвиге для сталей при температуре равной 20□ С обычно равен $G \approx 0{,}38E$.

При растяжении образца из пластической стали имеет место продольная и поперечная деформация сечения образца, которые характеризуют пластические свойства материала. Пластические свойства, оцениваются по относительному удлинению при разрыве, относительному сужению и ударной вязкости. Относительное удлинение ври разрыве δ определяется для образцов о соотношением длины в диаметру $10:1 - б_{10}$ или $5:1 - б_5$, выражается в процентах и представляет собой отношение увеличения длины образца при разрыве к его первоначальной длине.

Относительное сужение ψ выражается в процентах и представляет собой отношение уменьшения площади поперечного сечения образца при разрыве к первоначальной площади образца. Ударная вязкость материала a_H кгм/см² характеризует способность материала сопротивляться динамическим нагрузкам и определяется количеством энергии, затрачиваемой на излом единицы площади сечения образца. Величина a_H вычисляется как частное от деления работы в кгм, затраченной на излом образца, на площадь поперечного сечения образцов см² в месте излома. Эта характеристика имеет большое значение также для оценки пластических свойств материала. При расчётах на прочность используется также коэффициент Пуассона - ν, который представляет собой отношение относительной

поперечной деформации к относительной продольной. Коэффициент Пуассона предела пропорциональности имеет постоянное значение и равен для стали $\nu = 0{,}25 \div 0{,}33$; для чугуна $\nu = 0{,}23 \div 0{,}27$; для бронзы $\nu = 0{,}32 \div 0{,}35$; для латуни $\nu = 0{,}32 \div 0{,}42$; для каучука $\nu = 0{,}47$. При $\nu = 0{,}5$ объём материала при деформации не изменяется, как это, например, происходит с резиной, при $\nu < 0{,}5$ растяжение вызывает увеличение объёма материал на сжатие - уменьшение.

С повышением или понижением температуры свойства материалов меняются. С повышением температуры обычно повышаются пластические свойства, а прочностные характеристики снижаются, при понижении температуры наоборот - пластические свойства ухудшаются, металлы и другие материалы становятся хрупкими, а прочностные характеристики становятся выше. При высоких температурах в арматуре часто одновременно действуют и высокие давления, вызывающие в деталях значительные напряжения. В этих условиях под действием высоких напряжений и температур в металле непрерывно протекают внутренние процессы, оказывающие существенное влияние на прочность металла и на перераспределение напряжений.

Особо важное значение в этих условиях приобретает явление ползучести, которое заключается в медленной и непрерывной пластической деформации металла, протекающей при постоянном напряжении. В металле при высокой температуре одновременно протекают противоположные процессы: упрочнения в связи с деформацией под действием напряжений и разупрочнения в связи в действием высоких температур, в различные периоды времени эти процессы дают различные результаты, в связи с чем весь процесс ползучести можно разбить на три периода (см. рисунок10. 3), на котором показана характерная кривая ползучести.

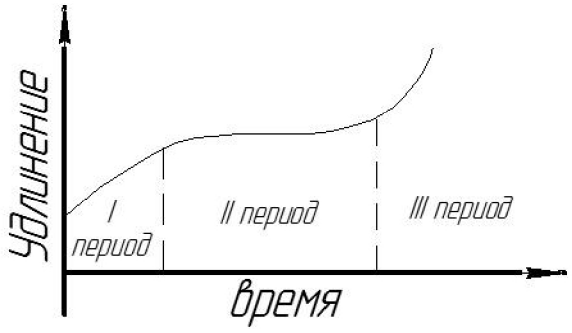


Рисунок10. 3

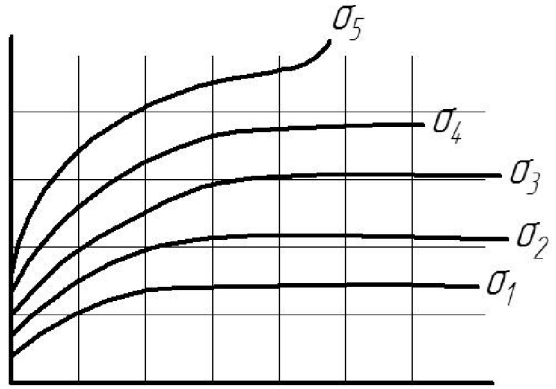


Рисунок 10.4 – Кривые ползучести при разных напряжениях ($\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3 < \sigma_4 < \sigma_5$)

В первый период скорость деформации все время уменьшается, и достигает определенной постоянной величины. Во втором периоде установившаяся минимальная скорость ползучести сохраняет свою величину. В третьем периоде скорость ползучести возрастает.

В качестве предела ползучести σ_n при расчёте детали арматуры принимают напряжение, вызывающее суммарную деформацию в 1% за 100,000 часов работы или $1 \cdot 10^{-7}$ мм/мм.ч.

Характер графика и значения скоростей ползучести зависят как от свойств сталей, так и от действующей температуры. Скорость ползучести зависит и от напряжения (см. рисунок 10.4). Скорость ползучести металла в установившемся периоде ползучести, в зависимости от напряжения при постоянной температуре, может быть выражена эмпирической зависимостью

$$V_{пл} = A \cdot \sigma^n,$$

где $V_{пл}$ - скорость равномерной ползучести;

σ - напряжение в стали;

А - коэффициент;

n – показатель степени.

Указанные выше механические характеристики не исчерпывают всех свойств металлов. Эксплуатация деталей при высокой температуре показала, что при длительном воздействии высокой температуры и больших напряжений снижается прочность металла.

Большую опасность представляет возможность хрупкого разрушения стали, возникающая в результате длительного совместного действия высокой температуры и высоких напряжений.

В зависимости от температуры и длительности её воздействия на металл могут иметь место два вида разрушения сталей: внутрикристаллическое и межкристаллическое (см. рисунок 10.5).

При внутрикристаллическом разрушении происходят значительные деформации зерен. При межкристаллическом разрушении дефо~~рма~~ци~~и~~ зерен незначительны. в качестве величины, характеризующей длительную прочность материала, принимается предел длительной прочности. Он представляет собой напряжение, которое при данных условиях длительного испытания на прочностъ приводит образец к разрушению. В агрегатостроении, как и в энергетике вообще, принимается в качестве предела длительной прочности напряжение, выдерживаемое образцом в течение 100.000 часов, что обеспечивает непрерывную работу материала при этом напряжении в течение десяти лет и более. Предел длительной прочности в зависимости от температуры можно выразить формулой: $\sigma_{дл} = B \cdot e^{\frac{R}{T}}$

где $\sigma_{дл}$ - предел длительной прочности;

T - абсолютная температура;

e - основание натуральных логарифмов;

B -коэффициент
R – показатель степени } постоянные коэффициенты

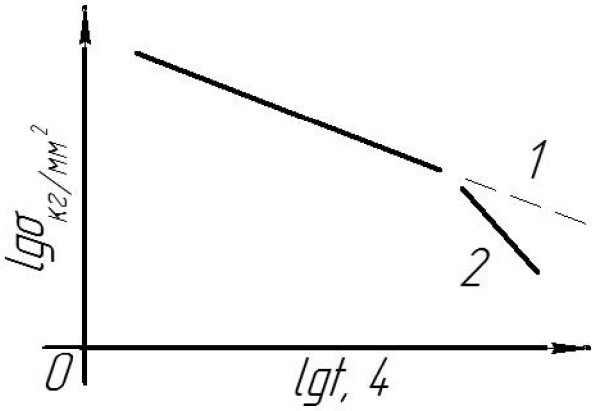


Рисунок 10.5 – График изменения предела длительной прочности
1 - предел длительной прочности при внутрикристаллическом разрушении.
2 - предел длительной прочности при межкристаллическом разрушении.

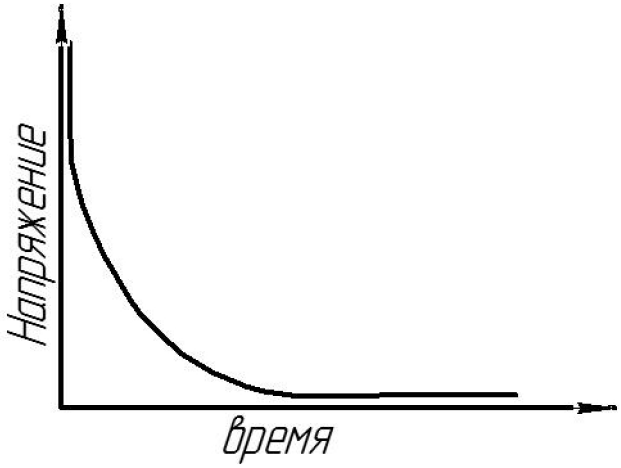


Рисунок10. 6 – Кривая релаксации

При температуре среды до 550°С предел ползучести обычно меньше предела длительной прочности.

Для оценки условий работы деталей при высоких температурах необходимо учитывать и явление релаксаций, тесно связанное с явлением ползучести.

Релаксация представляет собой самопроизвольное снижение напряжений в материале при неизменной величине начальной деформации. Результаты этого явления наиболее отчетливо проявляются, например, в болтах и шпильках фланцевых соединений, работающих при высоких температурах. В этих условиях упругая деформация металла от первоначального затяга переходит в пластическую, затяг болтов и шпилек самопроизвольно снижается и нарушается плотность соединения. Поэтому в таких соединениях возникает необходимость периодически подтягивать гайки. На рисунке 6 схематически показана кривая релаксации. К сталям, работающим при высоких температурах, предъявляются определенные требования релаксационной стойкости, то есть способности сохранять напряженное состояние. Релаксационную стойкость стали оценивают по скорости снижения напряжения со временем.

С течением времени в стали, даже находящейся при нормальной температуре, происходят структурные изменения, которые приводят к так называемому старению стали. Кратковременные нагревы до 200…300□ С ускоряют этот процесс. В результате старения снижаются пластические свойства стали и в особенности ударная вязкость. Длительное пребывание стали в интервале температур 400…500□ С может вызвать новый вид хрупкости, так называемую тепловую хрупкость.

К тепловой хрупкости склонны стали содержащие хром, марганец или никель. Присадка молебдена, вольфрама и ванадия снижают склонность стали к тепловой хрупкости. Тепловая хрупкость стали может быть выявлена лишь испытаниями на ударную вязкость. При возникновении тепловой хрупкости ударная вязкость снижается вдвое и более. Наиболее опасна тепловая хрупкость для деталей, имеющих острые выточки и резьбы, где создаются концентрации напряжений, например в шпильках и болтах.

Эти детали для работы при высоких температурах рекомендуется изготавливать из сталей, не содержащих никеля, так как низколегированные хромоникелевые стали имеют склонность к тепловой хрупкости. При работе некоторых деталей из таких сталей в струе газа создаются условия для быстрого эрозионного износа.

Очень сложные условия для работы создают коррозионные среды (рабочие и окружающие). Влияние коррозионного воздействия на металл, особенно щелочей, не ограничивается уменьшением толщины стенки. Коррозия, проникая вглубь металла, снижает его прочностные свойства.

При длительном пребывании агрегата при высоких температурах на поверхности стенок с течением времени возможно образование окалины. Интенсивность процесса образования окалины зависит от жаростойкости или окалиностойкости металла.

При длительном действии высокой температуры происходит также графитизация стали, заключающаяся в том, что в металле выделяется свободный графит в виде сфероидальных зерен. Это приводит к ослаблению структуры металла и снижению его механических свойств.

Сложные условия работы материала в агрегатах требуют не только квалифицированного выбора марок материала, точного соблюдения технологии изготовления, но и тщательного контроля свойств металла как при изготовлении, так и в процессе эксплуатации.

Конструктор, учитывая последнее, в технических требованиях чертежа каждой детали обязан указывать твердость материала, получаемого в результате термической обработки в единицах Роквелла (HRC) или Бринелля (НВ) и группу контроля, а в графе марка материала – наряду с обозначением марки материала ГОСТ или технические условия на химический состав данной марки.

Существуют четыре группы контроля механических свойств:

- группа контроля 1, предусматривает контроль механических свойств и твердости на каждой детали изготавливаемой партии (100% контроль);

- группа контроля 2 – контроль механических свойств и твердости на 25% деталях от изготавливаемой партии и 100% контроля твердости;

- группа контроля 3 – только контроль твердости на 100% изготавливаемых деталей;

- группа контроля 4 – только контроль твердости на 25% изготавливаемых деталях.

Причем в чертежах деталей обязательно указывается место контроля твердости, а в случае невозможности проводить контроль твердости по конструктивным соображениям, то контроль проводится на технологических принципах, а для группы контроля 4 возможен контроль на образцах.

Рассмотрим какие марки сталей и для каких деталей можно рекомендовать для широкого применения в качестве конструкционного материала с учетом всего вышеперечисленного.

Детали агрегатов в зависимости от условий работы (давления, температуры, коррозионных свойств среды) изготавливают из углеродистых, легированных или высоколегированных сталей. Изменением состава легирующих элементов легко добиться получения стали с требуемыми прочностными или пластическими свойствами, химической стойкостью, жаростойкостью и т.п.

Термическая обработка позволяет изменить свойства стали в широком диапазоне как на поверхности деталей, так и по всему сечению; химико-термическая обработка стали – цементация, азотирование и др. позволяет еще больше расширить эти возможности.

10.2.УГЛЕРОДИСТЫЕ СТАЛИ

Углеродистая сталь содержит углерода 0,01…1,5%. Сплавы с содержанием углерода ниже 0,01% называются техническим железом. Углеродистая сталь может содержать 0,1…0,35% кремния и 0,2…0,8% марганца. Содержание естественных примесей серы и фосфора не должны превышать 0,025…0,05% каждого.

По стандарту марки углеродистой стали обыкновенного качества обозначают буквами СТ и цифрами от 0 до 7. Качественные конструкционные углеродистые стали маркируют двузначными цифрами, которые показывают содержание углерода в сотых долях процента (0,8 ; 25% и т.д.).

Различают кипящую сталь (раскисленная ферромарганцем) – «КП» и спокойную сталь (раскисляемую марганцем и кремнием) – «СП», а также полуспокойную «ПС». Эти символы обычно добавляют к марке стали, например, Ст2КП, Ст3СП, Ст5ПС. Нужно иметь в виду, что прокат, полученный из кипящей стали, может содержать плены, неоднородность в середине сечения, повышенное содержание серы и фосфора, поэтому использование ее в конструкциях агрегатов нежелательно, она более склонна к старению и ее применение ограничено по давлению и температуре до - 30□ С. Спокойная сталь имеет более однородную структуру и лучшие механические свойства, а температуру применения до - 40□ С.

В авиационном агрегатостроении из этого класса конструкционных углеродистых сталей нашли применение с нанесением различных антикоррозийных покрытий (кадмием, цинком) стали Ст3, Ст20, Ст30, Ст35, СТ45 и используются в деталях крепежа, осей, валиков, заглушек.

10.3.ЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ

Легированными называются стали, содержащие элементы, специально вводимые для придания ей особых свойств.

Существует следующее приближенное подразделение сталей по общему содержанию легирующих элементов:

Низколегированные стали – общее содержание легирующих элементов менее 2,5%;

Среднелегированные стали – общее содержание легирующих элементов от 2,5 до 10%;

Высоколегированные стали – общее содержание легирующих элементов свыше 10%.

Более обоснованным является подразделение стали на четыре класса в зависимости от структуры. Поэтому принципу различают стали перлитного, мартенситного, аустенитного и ферритного классов.

В настоящее время применяются две системы обозначения марок сталей. По основной системе обозначение марок стали выражается сочетанием цифр и русских букв, условно обозначающих легирующие элементы, содержащиеся в данной стали и цифр (следующих за буквами), указывающие процентное содержание данного элемента. Первая цифра в марке обозначает число десятых процента углерода, цифры, следующие за буквами, показывают целые проценты.

Если содержание легирующего элемента не превышает одного процента, цифра за буквенным обозначением не ставится.

Некоторые марки сталей, выплавляемые с особо высокими требованиями в части низкого содержания вредных примесей серы и фосфора, снабжаются в конце обозначения буквой А.

Другая (вспомогательная) система обозначений стали образовалась в результате назначения экспериментальной исследовательской электростали «ЭИ» и порядкового номера, например В696, обозначаемая на основной системе 1Х12Н22Т3Р выпуска 1000 порядковых номеров, последующие стали с 1959 г. обозначаются новым порядковым номером с буквами ЭП. Например, ЭП33, а по основной системе – 10Х11Н23Т3МР.

Для удобства ориентирования в применяемых марках стали, а также оценке свойств, придаваемых присадками сталям, рассмотрим данные приведенные в таблице 1.

Таблица 1 - Условные обозначения, элементов в марках сталей и основные свойства, сообщаемые сталям

Химический элемент	Латинское обозначение	Обозначение в марке	Основные свойства, сообщаемые стали
Алюминий	Al	Ю	Хорошо раскисляет сталь, способствует процессу азотирования стали. Повышает жаростойкость, сильно снижает сопротивление ползучести. Используется для азотируемых сталей, не работающих при высоких температурах.
Бор	B	Р	Используется редко в малых количествах (до 0,005%). Способствует сохранению аустенитной структуры. При наличии других элементов повышает прочность стали. Затрудняет сварку.
Ванадий	V	Ф	Способствует распаду аустенита. Повышает прочность стали при высокой температуре и твердость. В аустенитных сталях уменьшают интеркристаллитную коррозию.
Вольфрам	W	В	Повышает прочность стали при высокой температуре и твердость. В аустенитных сталях уменьшает интеркристаллитную коррозию.
Кобальт	Co	К	Упрочняет аустенитные стали. Повышает жаростойкость (окалиностойкость).
Кремний	Si	С	Хорошо раскисляет сталь. Повышает окалиностойкость, жаростойкость и жаропрочность стали. Способствует распаду аустенита.
Марганец	Mn	Г	Хорошо раскисляет сталь. Способствует сохранение аустенитной структуры.

			Повышает σ_B и σ_T 300□ С. Способствует развитию тепловой хрупкости, не применяется для ста лей, работающих при высокой температуре.
Молибден	Mo	М	Способствует распаду аустенита. Повышает прочность и жаропрочность стали, особенно при наличии других легирующих элементов.
Медь	Cu	Д	Повышает коррозионную стойкость стали. Используется ограничено.
Никель	Ni	Н	Способствует сохранению аустенитной структуры. Повышает прочность и пластичность и вязкость стали. Улучшает свариваемость. Совместим с хромом, способствует развитию тепловой хрупкости в низколегированных сталях.
Ниобой	Nb	Б	Способствует распаду аустенита. Повышает прочность и жаропрочность стали путем улучшения структуры
Титан	Ti	Т	Способствует распаду аустенита. Улучшат структуру и прочность перлитных сталей. В аустенитных сталях понижает склонность к интеркристаллитной коррозии. Улучшает свариваемость.
Фосфор	P	П	Используется в малых количествах $\approx 0{,}1\%$ в некоторых строительных сталях.
Хром	Cr	Х	Сильный раскислитель стали. Способствует распаду аустенита. Повышает антикоррозионные свойства стали и жаростойкость (окалиностойкость). При 5÷8% хрома и более сталь становится нержавеющей. Ухудшает свариваемость стали.

Из известных марок низколегированных конструкционных сталей широко известны ШХ15 – шарикоподшипниковая сталь, которая также применяется и в качестве элементов золотниковых устройств, работающих в неагрессивных средах. Максимальная температура, которую выдерживают эти стали 200…250□ С.

Стали перлитного класса применяются в основном в агрегатах, работающих при температуре не свыше 450□ С и для крепеж.

Стали аустенитного и мартенситного классов используются в агрегатах, работающих при высоких температурах, а также – в агрессивных средах. Аустенитные стали имеют высокие пластические свойства, жаропрочны и жароустойчивы, немагнитны и коррозионноустойчивы. Химсостав на эти стали выбирают по ГОСТ 5632-72, а сортамент выбирается по ГОСТ 5949-75, ГОСТ 5582.

В авиационном агрегатостроении наиболее широко применяются следующие виды легированных конструкционных сталей для корпусов, силовых деталей: 30ХГСА, 14Х17Н2, 20Х17Н2, 09Х16Н6, 10Х11Н23Т3МР, 1Х12Н22Т3Р, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, 1Х16Н6, ЭИ654.

Для золотниковых пар – 2Х13, 3Х13, 9Х18, 12ХН3А, 4Х13, 40ХФА, 38ХМЮА.

Для пружин – 65Г, 60С2, 60С2А, 65С2ВА, 12Х18Н10Т, 50ХФА, 1Х12Н22Т3Р.

С повышением температуры свойства легированных сталей изменяются различно в зависимости от структуры сталей, химического состава и термообработки.

С понижением температуры пластические свойства легированных сталей, также как и углеродистых, снижаются, но значительно медленнее. При криогенных температурах происходит значительное повышение $\sigma_{вр}$: существенное снижение ударной вязкости, особенно при температуре жидкого водорода, что делает неприменимым использование углеродистых и низколегированных сталей.

10.4.ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ И СПЛАВЫ

В агрегатостроении широко используются цветные металлы и сплавы: латуни, бронзы, никелевые, титановые, алюминиевые и др.

Латунь. Сплав меди с цинком называется латунью при содержании цинка от 20 до 55%, при содержании цинка до 20% сплав меди с цинком называется томпаком. Для придания латуни необходимых свойств вводят дополнительные присадки олова, кремния, свинца, алюминия, никеля, железа или марганца. Латунь – пластичный материал, имеет хорошую коррозионную стойкость, применяется при температуре ≤225…250□ С. С понижением температуры механические свойства латуни повышаются, поэтому она успешно применяется в агрегатах, работающих при низких температурах. Самая распространенная марка – ЛС59 и ЛЖмц59-1. Химсостав по ГОСТ 15527-2004.

Латуни обычно используются в качестве направляющих, иногда в качестве основы для затвора в клапанах.

Бронза. Бронзы обычно имеют более высокие механические свойства, чем латунь, но пластические свойства у бронзы хуже, чем у латуни. Бронза – сплав меди с оловом, алюминием, кремнием, бериллием и другими элементами за исключением цинка.

Бронзы используются в качестве направляющих, клапанов, гаек, втулок, подпятников, элементов работающих в условиях трения и т.п., а также пружин, работающих в коррозионной среде или электромагнитном поле. Наиболее широко применяются бронзы: БрАЖ9-4, БрАЖМц10-3-1.5, БрАЖН10-4-4, БрБ1. Для деталей, работающих в морской воде БрОЦ10-2. Бронзы идут по ГОСТ 493-79, ГОСТ613-79, ГОСТ15835-70, ГОСТ 5017-74, ГОСТ 18175-78.

В условиях высоких температур (до +60□ С) в качестве одной направляющей агрегата стойкой к атмосферной и газовой коррозии можно рекомендовать бронзу ВЖЛ-2 по ТУ 1-92-183-91, обладающую твердостью HRC>50.

Никелевые сплавы. Никель и никелевые сплавы хорошо противостоят действию коррозионных сред и, в частности, действию морской воды. Одним из важнейших свойств никеля является его способность сохранять пластичность при низких температурах. В интервале температур от +650□ С до -271□ С пластические свойства никеля не изменяются. Из никелевых сплавов наибольшее значение имеет монель НМЖМц 28-2,5-1,5, он содержит никеля 68%, меди 28%, железа 2,5% и марганца 1,5%.

Титановые сплавы. Титан и титановые сплавы получили за последнее время широкое применение в агрегатостроении. Титановые сплавы имеют высокие механические характеристики, хорошую коррозионную стойкость и относительно малый удельный вес, пригодны для работы при низких и повышенных температурах (от -200 до +600□ С) и используются в качестве силовых элементов (корпусов агрегатов). Из наиболее используемых марок – ВТ3-1, ВТ-4, ВТ-8, ОТ4, ОТ4-1. При использовании детали из титана необходимо иметь ввиду некоторые трудности при обработке резанием и большую чувствительность к концентраторам напряжений.

Алюминиевые сплавы. Они получили самое широкое распространение в авиационном агрегатостроении, поскольку отличаются малым удельным весом, высокой теплопроводностью, удовлетворительной прочностью, пластичность, противостоят коррозии в условиях сухой атмосферы. Их твердость колеблется в пределах НВ 60…130. Прочность алюминиевых сплавов быстро падает с повышением температуры, однако есть сплавы, сохраняющие удовлетворительные механические качества до температур 250…300□ С. Они хорошо обрабатываются.

Алюминиевые сплавы применяют для отливки, штамповки корпусных деталей агрегатов, а также других конструктивных элементов. Пониженную прочность и жесткость компенсируют увеличением сечений, моментов сопротивления и инерции, ребрами жесткости.

Литейные алюминиевые сплавы (ГОСТ 2685-75) обладают хорошей жидкотекучестью, имеют сравнительно небольшую усадку и предназначены в основном для фасонного литья в кокиль, центробежного литья, литья под давлением. Это марки АЛ2, АЛ9, АЛ13, АЛ22.

К деформируемым алюминиевым сплавам, упрочняемым термической обработкой, относятся сплавы системы Al-Cu-Mg с добавками некоторых элементов – дюралюминия (Д1, Д12, Д16, Д18), а также высокопрочные и жаропрочные сплавы сложного хим. Состава (АК4, АК4-1, АК6, АК8). Деформируемые алюминиевые сплавы обладают удовлетворительными антифрикционными качествами, а с присадками применяют для изготовления втулок подшипников скольжения. Сплавы типа АК позволяют существенно повысить поверхностную твердость до HRC>40 и использовать в качестве элементов золотниковых пар.

Листы из алюминиевых сплавов А0, АД, АД1, АМц, АМц2 по ГОСТ 21631-76 применяются для изготовления различных уплотнительных колец.

Магниевые сплавы. Они состоят из Mg (90% и выше) и легирующих элементов (Al, Zn, Ti и др.), отличаются малым удельным весом (≈1,8 кг/см³), малой твердостью (НВ60-80). Прочность магниевых сплавов ниже алюминиевых и быстро падает с повышением температуры, кроме того они очень чувствительны к концентрации напряжений и обладают малой коррозионной стойкостью, особенно во влажной атмосфере. Используются для изготовления несиловых деталей (ненесущих корпусов, крышек и т.п.)

Магниевые сплавы подразделяют на деформируемые (ГОСТ 14957-76) и литейные (ГОСТ 2856-79). К числу наиболее применяемых относятся МА1, МА2, МА17, МЛ4, МЛ8, МЛ5.

При конструировании деталей из легких сплавов необходимо знать особенности их применения в агрегатах.

10.5. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ЛЕГКИХ СПЛАВОВ

Учитывая их пониженную прочность и жесткость, конструкции деталей следует создавать компенсируя этот недостаток увеличением сечений, приданием конструкции рациональных по прочности и жесткости форм, целесообразным оребрением.

Мягкость и невысокая прочность легких сплавов исключает применение ввертных болтов, если последние необходимы по конструктивным условиям, то отверстия под резьбу армируют стальными футорками.

Предпочтительнее крепление на шпильках или стяжных болтах. Под головки болтов и гайки необходимо устанавливать стальные подкладные шайбы большего диаметра, иначе опорные поверхности сминаются и подрабатываются.

Поверхности трения в деталях из легких сплавов следует армировать втулками из твердого металла, если не устраивает твердое анодирование. Недопустимо опирать на поверхность из легкого сплава пружины, особенно работающие при циклических нагрузках. В таких случаях необходимо применять опорные шайбы из твердого металла,

предотвращающие истирание опорных поверхностей под действием многократно повторных нагрузок.

Не рекомендуется передавать крутящий момент при помощи шпоночных и шлицевых соединений, выполненных непосредственно в детали из легкого сплава. Целесообразно армировать посадочную поверхность стальными втулками или передавать крутящий момент при помощи призонных болтов или штифтов с максимально допускаемой конструкцией разноской их по радиусу.

При сопряжении деталей из легких сплавов со стальными деталями следует учитывать различные их коэффициенты линейного расширения. В неподвижных сопряжениях, когда расширение деталей, выполненных из легких сплавов, ограничено стальными деталями могут возникнуть высокие термические напряжения. В подвижных сочленениях, где охватываемая деталь выполнена из легкого сплава, а охватывающая из стали, следует предусматривать увеличенные зазоры во избежание защемления при повышенных температурах.

Кроме того при выборе сопрягаемых металлов в агрегатах нужно также учитывать возможности возникновения гальванической пары.

Другую большую группу материалов, используемых в агрегатостроении представляют полимеры (иногда их называют пластиками).

10.6.ПОЛИМЕРЫ.

Полимеры представляют собой синтетические высокомолекулярные соединения, получаемые полимеризацией или поликонденсацией маномеров – веществ, состоящих из простых молекул с малым молекулярным весом. Основные особенности полимеров, как конструкционного материала, следующие:

- малая прочность (в 10-30 раз меньшая чем у сталей),
- малая жесткость (в 20-210 раз меньшая чем у сталей),
- малая ударная вязкость (в 20-50 раз меньшая чем у сталей),
- малая твердость (в 10-100 раз меньшая чем у сталей),
- низкая теплостойкость (в 100-250□ С),
- малая теплопроводность (в 100-400 раз меньшая чем у сталей),
- малая стабильной формы, обусловленная низкой жесткостью, гигроскопичностью, ползучестью (свойственной многим пластикам и высоким значениям коэффициента линейного расширения в 5-20 раз большей, чем у стали),
- малая стабильность свойств, охрупчивание при воздействии переменных температур.

Полимеры обладают превосходными диэлектрическими свойствами и высокой химической стойкостью.

В агрегатостроении из полимеров изготавливают ненагруженные крышки, детали и др., а из эластичных полимеров типа поливинилхлоридов и полиолефинов делают гибкие шланги, манжеты и используют в качестве различных уплотнителей.

К числу наиболее используемых можно отнести фторопласты, полиамиды, полиэтилен, поликарбонат, пенопласты.

Фторопласты. Более известен – фторопласт (ГОСТ 10097-80), тефлон (США), полифлон (Япония), алгофлон (Италия), флюон (Англия), сорефлон (Франция), гостафлон ТР (Германия), а также фторопласт-3, дайфлон (Япония), кель F (США), гостафлон (Германия), волталеф (Франция). Они химически стойки и превосходят даже золото и платину, разрушаются лишь под действием расплавленных щелочных металлов и элементарного фтора, не смачиваются водой и не набухают, имеют очень низкий коэффициент трения движения.

Детали из фторопласта изготавливаются из порошка путем прессования и последующей термической обработки нагревом до 375□ С с охлаждением.

В агрегатостроении детали обычно изготавливают из специальных заготовок в виде втулок, стержней, плит по ТУ6-05-810, либо из стержней, полученных методом горизонтального прессования по ТУ6-05-041-535.

Обычная рекомендуемая температура эксплуатации фторопласта лежит в пределах от -200 до +250□ С. При более низких температурах он резко теряет свои пластические свойства и происходит охрупчивание, а при более высоких температурах – наступает увеличение ползучести, которая резко возрастает с увеличением удельной нагрузки. Постоянное течение материала создается при удельных давлениях q=200…250 кг/см², но следует отметить, что уже при q=30…50 кг/см² создается заметная остаточная деформация. Как бороться с этим явлением с использованием конструкторско-технологических моторов рассмотрим в разделе клапанных уплотнений. Отметим лишь, что эти методы основаны на использовании диаграммы растяжения.

Широко применяются также композиции на основе фторопластов, когда во фторполимер вводятся наполнители, повышающие износостойкость, прочность, твердость или упругость. Введение во фторопласты таких наполнителей как стекловолокно, графит, бронза, коксовая мука, дисульфид молибдена, силициды металлов позволяет в 200-1000 раз уменьшить износ уплотнительного элемента, в несколько раз увеличить теплопроводность, в 5-10 раз увеличить прочность при сжатии и твердость, уменьшить трение. Следует знать, что при температуре +327□ С из фторопласта начинает выделяться фтор, а при температуре +415□ С происходит его разложение.

Полиамиды. К конструкционным полиамидам относят те, которые обеспечивают работоспособность деталей при повышенных механических и тепловых нагрузках. Из всего многообразия полиамидов наибольшее промышленное значение имеют: полиамид 610, капрон, капролактан, а также стеклонаполненные полиамиды марок ПА6-СВ-30, ПА6-210КС, ПА-6-130КС.

Полиэтилен (ПЭТ). Товарные полиэтилен терефталат выпускается обычно в виде гранулита с размером гранул 2-4 миллиметра. Технические требования к ПЭТ определяются по ГОСТ Р51695-2000. ПЭТ используется в основном в авиационном агрегатостроении для изготовления транспортировочных заглушек.

Поликарбонат. Это синтетический термопластичный полимер. В Советском Созе до начала 90-х годов прошлого века выпускался под названием поликарбонат «дифлон». Рекомендуется использовать марки ПК-М-2 и ПК-М-3, обладающие стойкостью к растрескиванию в качестве уплотнительного материала клапанов, работающих при крайне низких температурах (в среде жидкого водорода), поскольку эти марки практически сохраняют удовлетворительные пластические свойства при этих температурах, в отличии от фторопластов, которые снижают их в этих условиях в 50÷60 раз.

Пенопласты. Это вспененные или ячеистые пластмассы, газонаполненные полимеры. В качестве различных поплавков использую в агрегатах топливной системы. Поплавки обычно получают методом вспенивания заданной конструктором формы с определенной плотностью и пористостью, которые обеспечивают необходимую подъемную силу поплавка.

Эластомеры (или резина). Они являются наиболее пригодным, можно сказать, идеальным материалом для целей уплотнения как в неподвижных, так и в подвижных (возвратно-поступательного вращательного движения) соединений. Высокая эластичность (при разрыве относительное удлинение ее достигает 150%) резины позволяют легко достичь плотности между сопрягаемыми металлическими поверхностями. Резины практически непроницаемы для жидкостей и газов (исключение составляет гелий), имеют достаточную химическую стойкость, т.к. для каждой рабочей среды должны соответствовать определенные марки резин с учетом влияния температур (рабочей и окружающей).

Традиционным и самым распространенным являются уплотнения с размещением резиновых колец в канавке. При этом нужно учитывать, что при сжатии объем резины не меняется, поэтому для свободного деформирования резины необходимо предусмотреть запас ширины канавки, в которой размещается резиновое кольцо. Чрезмерное сжатие ухудшает

эксплуатационные свойства резины, поэтому высоту деформации необходимо ограничивать величиной в 20-40%. Эти величины деформации обычно обеспечиваются соответствующими конструктивными решениями, которые будут показаны далее. При больших сжатиях, порядка 60% резина со временем разрушается.

Со временем в эластомерах происходит релаксация нагружений – усилие, создаваемое для герметизации соединения, в течение нескольких часов после сборки падает, а затем устанавливается на постоянном уровне. Следует также знать, что при большой относительной высоте сечения резины может произойти потеря устойчивости, поэтому с учетом этих особенностей резины высоту сечения не делают больше ширины.

По твердости резину подразделяют на мягкую, средней твердости. Существует пять типов резины: маслобензостойкая в зависимости от степени стойкости, кислотощелочестойкая, теплостойкая, морозостойкая и пищевая.

Коэффициент трения покоя между резиной и металлом без воды и смазки равен ~ 0,6. Модуль упругости E=15-41 кг/см². Модуль сдвига G=1/3E.

Область применения резины обычно не выходит за пределы от -60 до +150-250□ С в зависимости от сорта резины. Под действием повышенной температуры и времени ее воздействия в резине значительно ускоряются процессы «старения», имеющие место и при нормальной температуре, эластичность резины снижается, твердость повышается.

Рекомендации по применению марок резин в зависимости от сорта синтетического каучука для конкретных условий эксплуатации будут даны далее при рассмотрении различных видов агрегатов и методик расчета конструктивных схем уплотнений на основе резин.

11. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

11.1. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Получили широкое применение в самых различных отраслях народного хозяйства: в станкостроении, транспортном машиностроении, литейном и кузнечном производстве, полиграфическом машиностроении, строительном и автомобильном деле, самолетостроении, в ракетных двигателях, в кожевенной и пищевой промышленности и т.д. В настоящее время трудно назвать отрасль промышленности, в которой в том или ином виде не применялись бы пневматические приводы. Они используются в качестве приводов зажимных и транспортирующих механизмов, для целей дистанционного управления и регулирования, в системах торможения и автоматизации, в качестве контрольно-измерительных приборов и т.д.

Широкое применение пневматических приводов объясняется их надежностью, а также взрыво- и пожаробезопасности.

По сравнению с гидравлическими пневматические приводы имеют большие скорости срабатывания и более простые конструкции. У пневматических приводов значительно короче возвратные линии; к ним предъявляют меньгие требования в отношении герметичности. В силу особенностей физических свойств воздуха работа пневматической системы в меньшей степени зависит от колебаний температуры, чем у гидравлических систем.

К недостаткам пневматических приводов относятся большие их габариты по сравнению с гидравлическими. Кроме того, вследствие сжимаемости воздуха пневматические силовые системы не всегда обеспечивают необходимую плавность хода и не могут быть использованы в случаях, когда требуется точно осуществить заданный закон движения, а неизбежные утечки воздуха из системы значительно понижают к.п.д. пневматического привода.

В авиации, где решающими факторами являются высокая безопасность, надежность, малые габариты и вес применяются пневматические системы и приводы, работающие при давлении 15…35 Мпа.

Основным элементом пневматического привода ялвяется пневматическое устройство, т.к. такое устройство, в котором используются физические свойства сжатого газа как энергоносителя. Эти свойства могут проявляться в виде давления на поверхность механического элемента: поршень (см. рис.11. 1), мембрану (см. рис.11. 2), сильфон (см. рис.11. 3) и др., или в виде аэродинамического эффекта в струйных элементах. Заметим, что обычно в струйных элементах различных типов отсутствуют подвижные механические части.

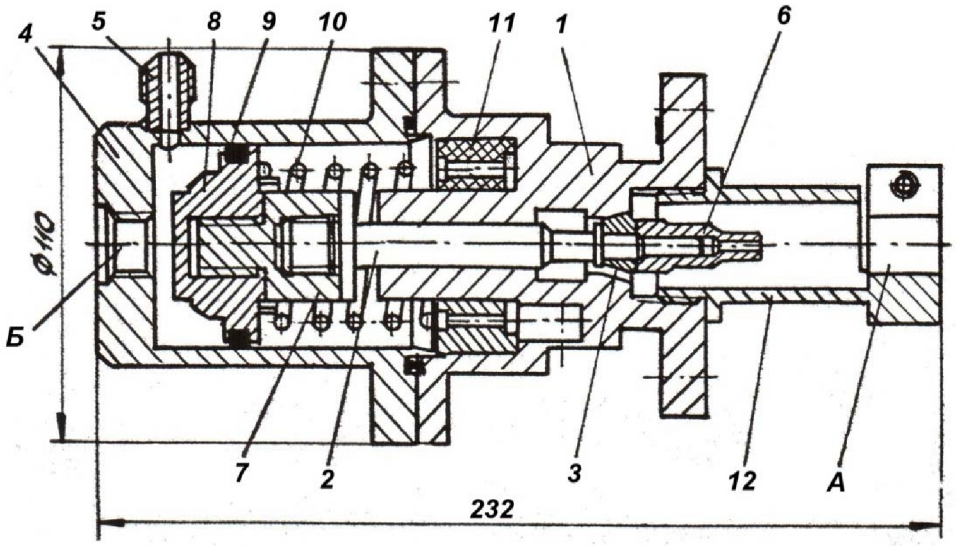


Рисунок 11.1 – Пневмопривод поршневой:
1 - корпус; 2 – шток; 3 – упор; 4 – корпус; 5 – штуцер; 6 – гайка; 7 – втулка; 8 – поршень; 9 – уплотнительное кольцо; 10 – пружина; 11 – вкладыш; 12 – переходник;
А – разрезной элемент; Б – гнездо резьбовое

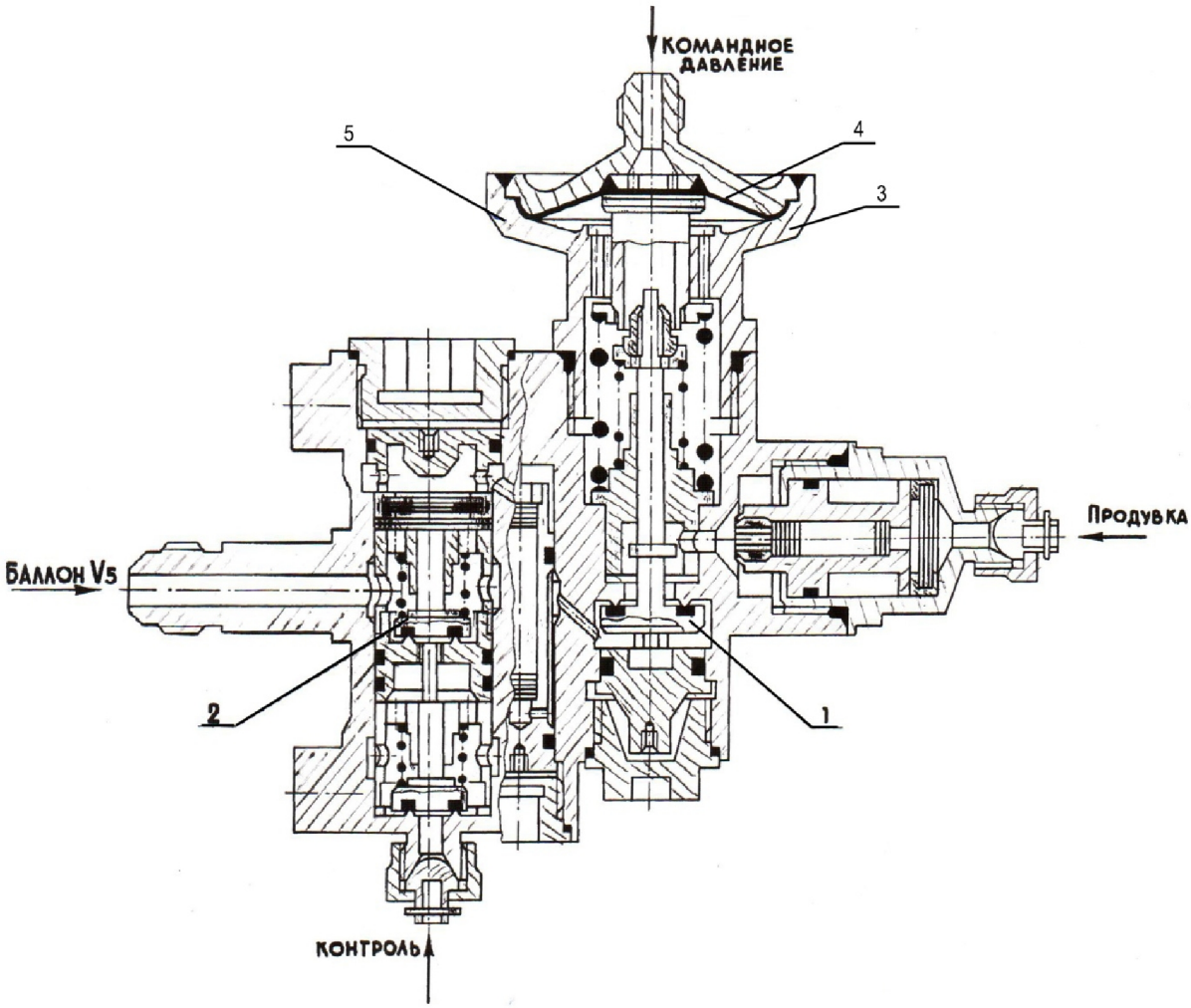


Рисунок11. 2 – Клапан вентиляции с мембранным пневмоприводом:
1 – шток; 2- клапан; 3 – корпус; 4 – мембрана; 5 – пневмопривод мембранный

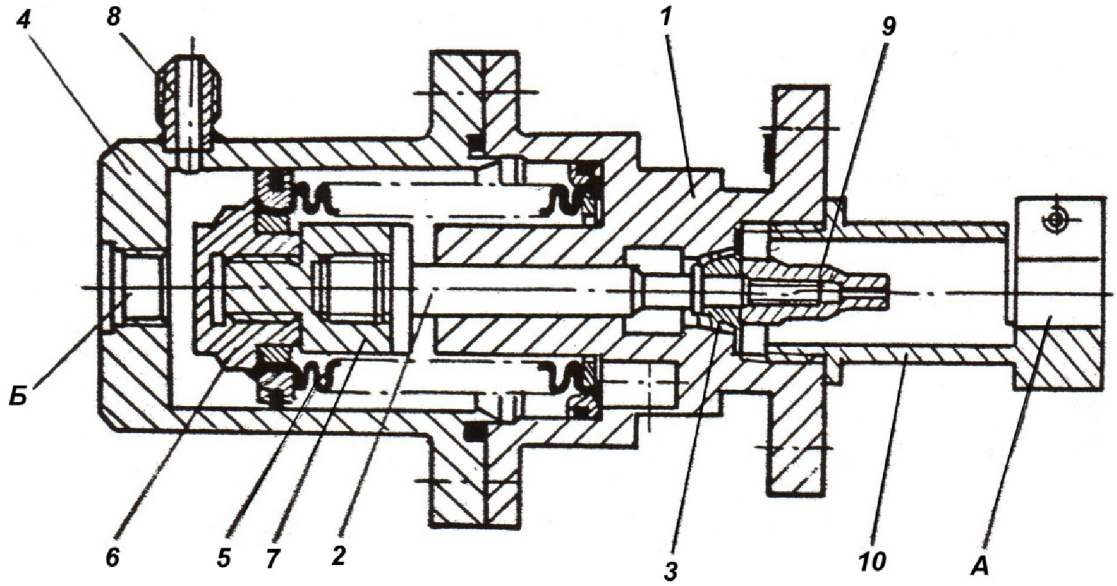


Рисунок11. 3 – Пневмопривод сильфонный:
1 – корпус; 2 – шток; 3 – упор; 4 – корпус; 5 – сильфон; 6 – гайка; 7 – втулка; 8 – штуцер;
9 – гайка; 10 – переходник; А – разрезной элемент; Б – гнездо резьбовое

Обычно пневматический привод (1) представляет собой совокупность взаимосвязанных пневматических устройств, обеспечивающих заданное движение рабочих органов. Эти пневматические устройства по своему функциональному назначению делятся на следующие группы (см. схему на рис. 11.4): исполнительные устройства; распределительные устройства; управляющие устройства.

Исполнительные устройства предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в механическую энергию движения рабочих органов (рис.11. 4: 1,2…n).

Распределительные устройства предназначены для направления потоков сжатого воздуха из магистрали в рабочие цилиндры исполнительных устройств и из рабочих цилиндров в атмосферу (на рис. 4 к распределителям подводятся сигналы в виде давления сжатого воздуха $f_1, f_2, ..., f_n, f_{\bar{n}}$).

Управляющие устройства предназначены для обеспечения заданной последовательности перемещения рабочих органов в соответствии с требуемым законом их движения (на рис. 4 к устройствам управления подводятся сигналы с конечных переключателей $x_1^{/}, x_2^{//}, ..., x_n^{/}, ..., x_n^{//}$).

Пневматические приводы в ряде случаев применяются в комплексе с механическими устройствами. Например, на рис. 11.5 приведены схемы использования пневматических приводов с различными передаточными механизмами.

Передаточные механизмы могут быть различных видов: шарнирно-рычажные, реечные, винтовые, кулачковые и т.д.

В исполнительных устройствах осуществляется взаимодействие механического элемента с пневматическим элементом (сжатым воздухом), в результате чего в общем случае меняются как пневматические, так и кинематические величины.

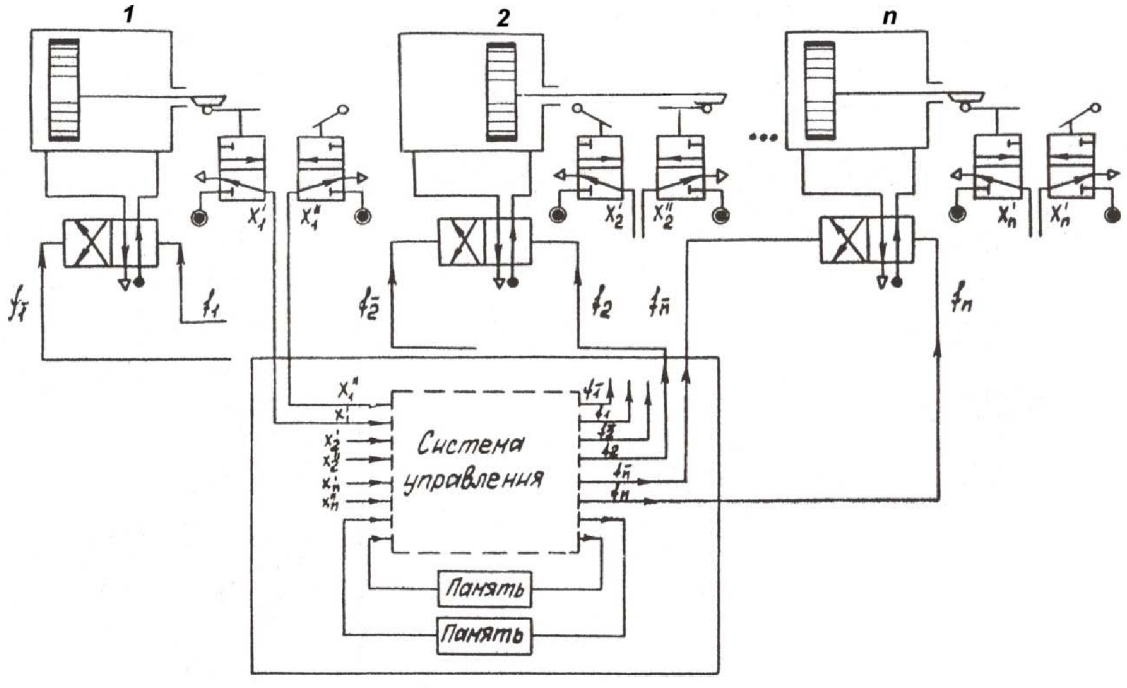
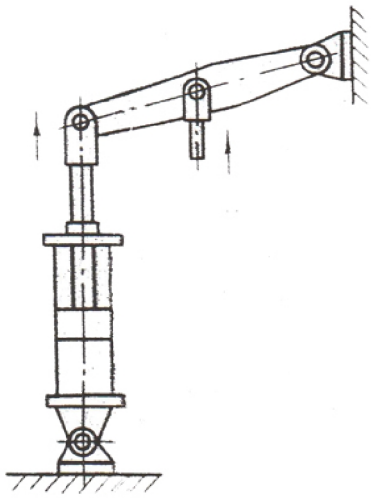
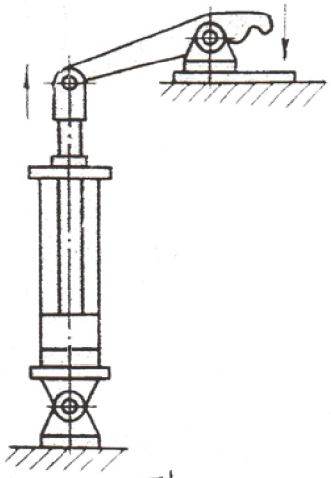


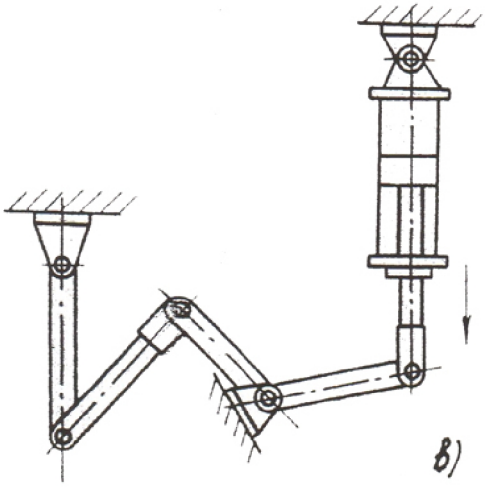
Рисунок11. 4 – Пневматический привод с системой управления
1,2,…,n – исполнительные устройства



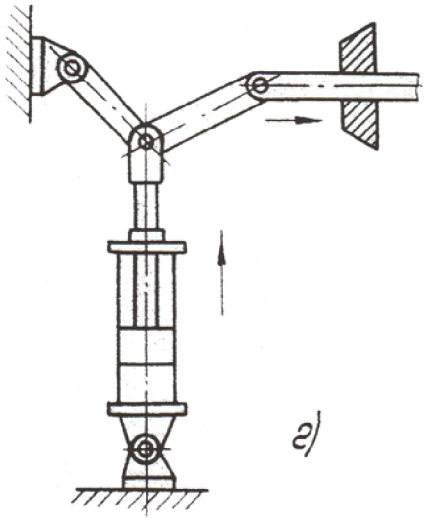
а)



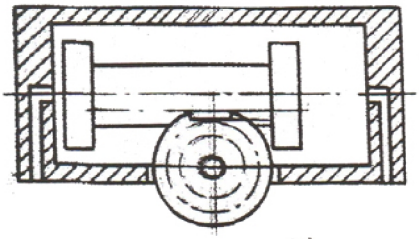
б)



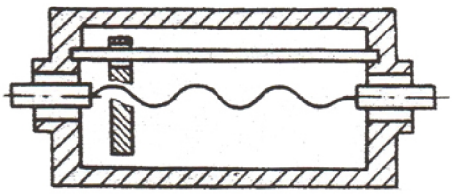
в)



г)



д)



е)

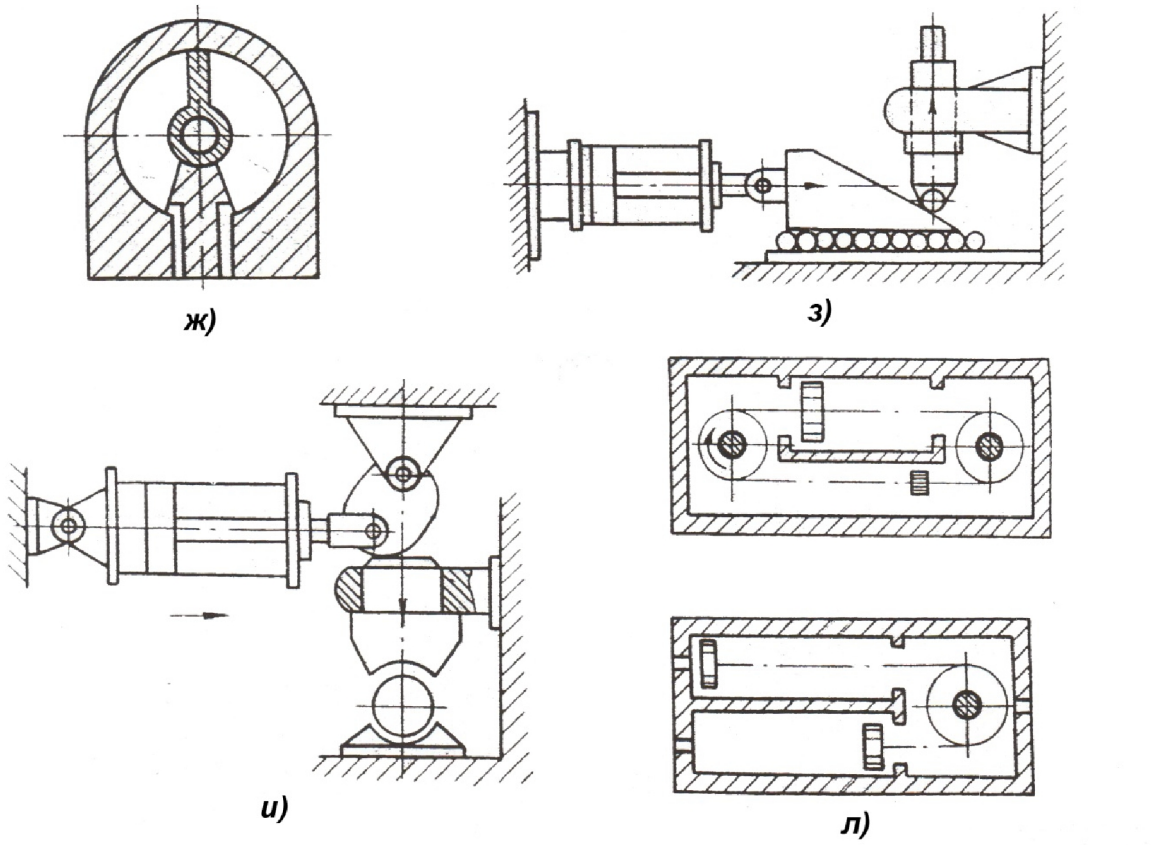


Рисунок 11.5 – Пневматические схемы пневматических приводов с различными передаточными механизмами:
а-г – шарнирно-рычажные; д – реечный; е – винтовой; ж – лопастной;
з – клиновой; и – кулачковый; к-л – цепной

К пневматическим величинам относится давление, температура, удельная плотность и расход воздуха. К кинематическим – перемещение, скорость, ускорение поршня и мембраны.

Пневматические устройства бывают одностороннего действия, когда сжатый воздух подается только в одну полость устройства (рисунок 11.6) и двустороннего действия, когда сжатый воздух подается в обе полости устройства (рисунок 11.7).

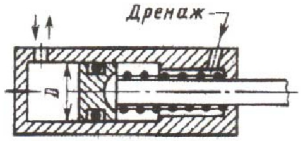


Рисунок11. 6 – Пневматическое устройство одностороннего действия

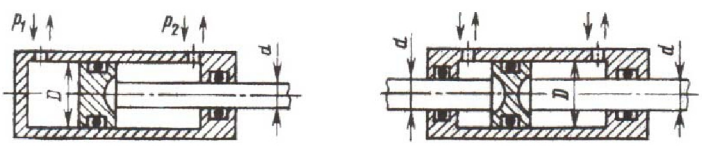


Рисунок 11.7 – Пневматическое устройство двустороннего действия:
а – с односторонним выходом штока;
б – с двусторонним выходом штока

Первые устройства применяются обычно для перемещения рабочих органов на небольшие расстояния, поскольку возвращение в исходное положение осуществляется пружиной, вторые – при большой длине хода.

Примером таких устройств являются всевозможные подъемники.

Распределительные устройства соединяют рабочую полость пневмопривода с магистралью, а выхлопную полость – с атмосферой. Распределители могут иметь различное управление: ручное (рисунок 11.8), механическое, электрическое, пневматическое и гидравлическое.

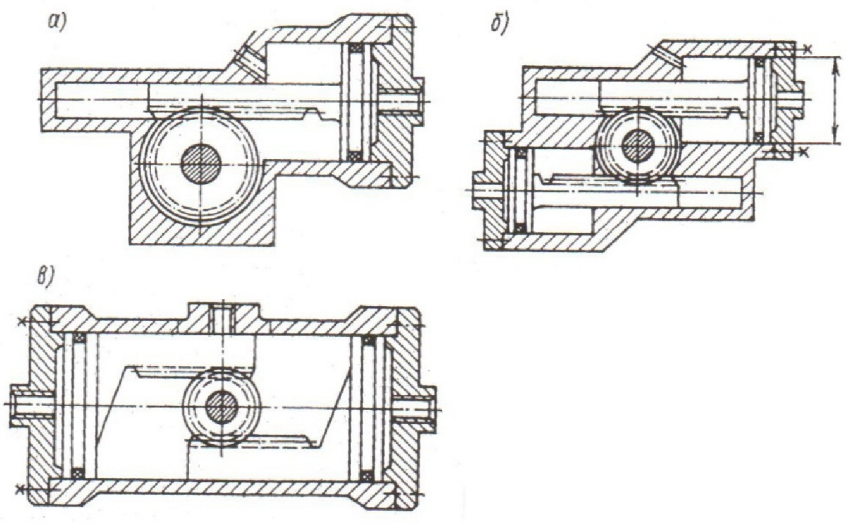


Рисунок 11.8 – Поршневые приводы малой мощности с ручным приводом:
а – с одним поршнем; б – с двумя поршнями; в – с двумя поршнями двустороннего действия

Управляющие устройства должны обеспечить переключение распределителей с заданными условиями работы, например, переключателя такого, как показан на рисунке11. 9.

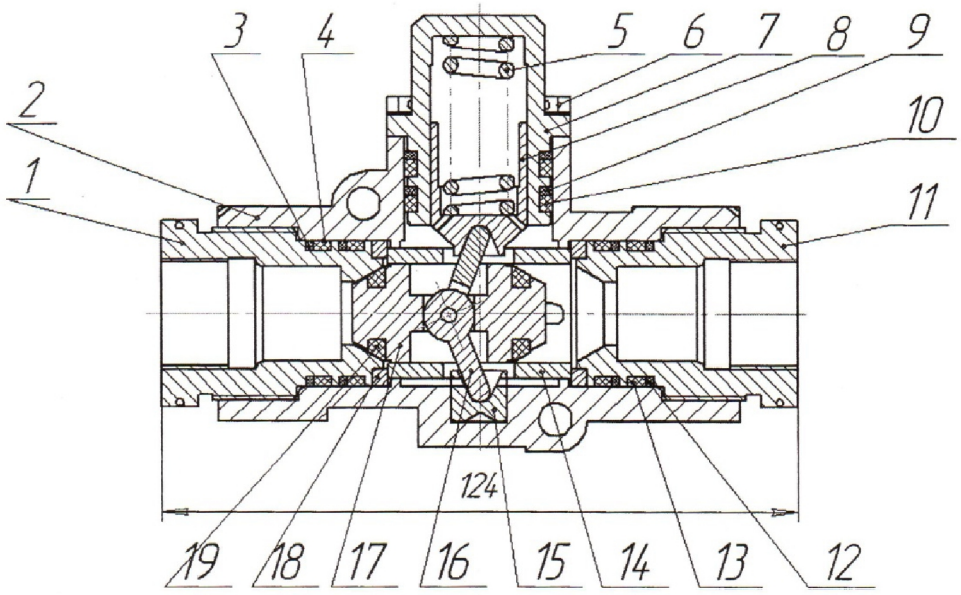


Рисунок 11.9 – Переключатель:
1, 11 – втулка; 2 – корпус; 3 – шайба; 4 – кольцо уплотнительное; 5 – пружина; 6 – болт; 7 – крышка; 8 – втулка; 9, 12 – шайба; 10, 13 – кольцо уплотнительное; 14 – втулка; 15 – ложемент; 16 – переключатель; 17 – клапан; 18 – кольцо; 19 – уплотнитель

Методы задания условий работы привода могут быть весьма разнообразны. Чаще всего они записываются в виде диаграммы, которая представляет собой определенную последовательность перемещений рабочих органов исполнительных устройств или, вернее, последовательность изменения состояний исполнительных устройств. Иногда такую диаграмму называют циклограммой.

Управление рабочими органами может осуществляться электрическими, пневматическими и гидравлическими устройствами.

К управляющим устройствам относится также датчики состояния, с помощью которых в систему управления вводится информация о состоянии исполнительных устройств, о состоянии внешней среды. Датчиками состояния могут быть конечные переключатели (например, трехходовые распределители, пневматические кнопки и пр.).

К управляющим устройствам должны быть отнесены и задатчики закона движения рабочих органов исполнительного устройства. В качестве примера задатчика закона движения можно привести дроссель, устанавливаемый на подвижной или выхлопной линии, с помощью которого регулируется время перемещения поршня из одного крайнего положения в другое. Обычно задатчик закона движения перемещается в одном корпусе с обратным клапаном, который пропускает воздух только в одном направлении. В зависимости от установки обратного клапана различают два способа управления скоростью поршня исполнительного устройства дросселированием на входе или выходе.

К устройствам управления относятся также устройства для выдержки времени или пневматические реле, которые применяются в тех случаях, когда сигнал на вход какого-либо устройства необходимо подать спустя некоторый момент времени.

По характеру автоматического управления пневматические приводы разделяются на следующие группы:

- приводы, управление которыми осуществляется в функции времени, или приводы с временным управлением;
- приводы, управление которыми осуществляется в функции перемещения рабочего органа, или приводы с путевым управлением;
- приводы с управлением функцией давления сжатого воздуха.

Обычно пневматические приводы состоят из отдельных пневматических устройств, соединенных между собой трубопроводами. Однако в последнее время все большее распространение получают приводы блочного исполнения, когда в одном корпусе скомпонованы все элементы пневматического привода, что исключает необходимость использования трубопроводов.

11.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

В системах управления современных летательных аппаратов, а также на многих изделиях машиностроения в качестве исполнительных устройств, применяются гидравлические приводы |2|.

Основными преимуществами гидравлических приводов по сравнению с другими видами (механическими, пневматическими, электрическими) являются:

1. Относительная малая масса и габариты, приходящиеся на единицу мощности.

Например, габариты только современных гидронасосов составляют 20…25% габаритов электромоторов той же мощности. Еще более значительные различия имеются в массе агрегатов. Например, при давлении 21 МПа относительная масса только гидронасоса на 1кВт мощности равна 0,24-1,0 кг/кВт; у компрессорной пневмосистемы она равна 6,0-10,5 кг/кВт, у электрогенераторов постоянного тока напряжением 400 В – около 1,3 кг/кВт.

Относительная масса силовых приводов пневмо- и гидросистем почти одинакова и составляет 0,3-1,0 кг/кВт. Относительная масса электропривода той же мощности достигает значений 3,0-3,5 кг/кВт. Масса трубопровода с жидкостью составляет примерно 0,1-0,2 кг/м.

В то время как масса электропривода аналогичной по мощности системы составляет 0,75 кг/м в сеть напряжением 27 В.

Еще большими преимуществами обладают гидропривода в системах с давлением рабочей среды 23 МПа, которым в последнее время отдается предпочтение в авиационной промышленности.

2. Гидропривод обладает меньшей инерционностью, чем пневмо- или электропривод. Быстродействие гидропривода на порядок выше чем у пневматической и электрической систем, причем с увеличением мощности быстродействие последних значительно уменьшается за счет отсутствия жесткой связи между генератором энергии и потребителями. Например, время разгона и гидромотора может составлять $t_{разг} \approx 0{,}1$ сек; время реверса $t_{рев} \approx 0{,}2$ сек, а быстродействие гидравлических механизмов для возвратно-поступательного движения примерно в 10 раз выше электрических.

3. Высокий к.п.д. гидропривода по сравнению с другими источниками энергии обусловлен в основном потерями энергии на утечки. Процент потери энергии на 1 м магистрали системы составляет всего 0,3-0,4 %, в то время как на 1 м электрической цепи потеря мощности при напряжении 27В достигает 0,75%.

4. Возможности непрерывного бесступенчатого регулирования давления и подачи его в широком диапазоне значений при сохранении в то же время плавности, равномерности и устойчивости движения.

5. Возможности фиксировать выходной элемент (управляемый механизм) в любом промежуточном положении.

6. Простота конструкции, изготовления и эксплуатации регулирующей и распределительной аппаратуры, более простые решения в выполнении защитных устройств, предохраняющих их от нагрузок и резонансных колебаний, чем в электрических.

Следует заметить, что на участках передачи команд управления гидравлическая система значительно проигрывает как в весовом отношении, так и в быстродействии. Поэтому на современных летательных аппаратах применяются электрогидравлические системы, которые сочетают в себе преимущества обоих типов систем.

Блок-схема гидравлического привода представлена на рис.11. 10.

Гидроприводом называется совокупность устройств, в которую входят один или несколько гидродвигателей и которая предназначена для приведения в движение исполнительных органов с помощью рабочей жидкости под давлением.

В авиационных системах управления применяются объемные гидроприводы, у которых скорость выходного звена изменяется по требуемому закону с помощью устройств управления.

Гидропривод состоит из следующих основных частей: гидродвигателя, устройств управления (регулирующего или направляющего гидрораспределителя), источника питания (насоса с приводящим двигателем), гидроаппаратов, кондиционеров рабочей жидкости, гидроемкостей и гидролиний.

Кроме насосного гидропривода, могут быть гидроприводы аккумуляторные и магистральные. В последних рабочая жидкость подается в гидродвигатели от гидромагистрали (например, бортовой гидромагистрали самолета).

Основными элементами объемного гидропривода являются объемные гидромашины: насосы и гидродвигатели.

Насос преобразует механическую энергию приводящего двигателя в энергию потока жидкости.

Гидпродвигатель предназначен для преобразования рабочей жидкости в энергию движения выходного звена.

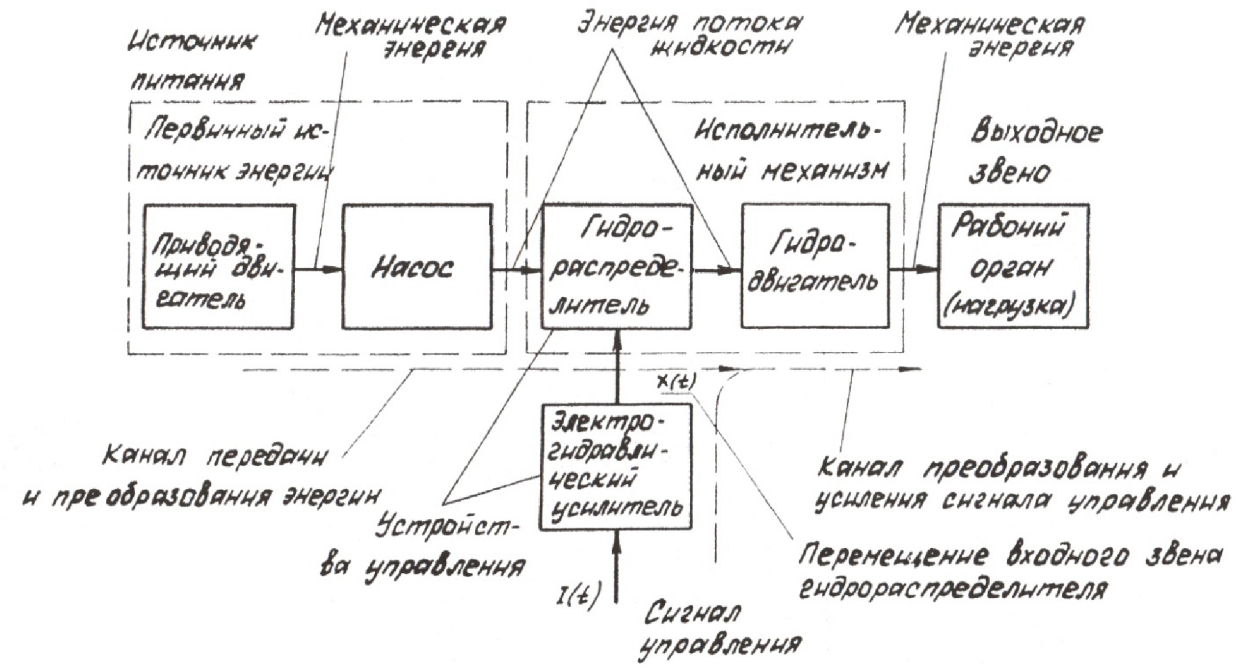


Рисунок11. 10 – Блок-схема гидравлического привода

Устройство управления выполняются в виде дросселирующих (золотниковых или струйных) гидрораспределителей и предназначены для регулирования расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель, в соответствии с законом изменения сигнала управления.

Гидроаппараты представляют собой гидравлические клапаны и дроссели, предназначенные для регулирования давления и расхода жидкости. К гидроаппаратам относятся клапаны давления (предохранительные, переливные, редукционные и др.), клапаны соотношения расходов (сумматоры и делители потока), обратные клапаны и гидрозамки, логические гидроклапаны, дроссели и направляющие аппараты.

Кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, влагоотделители, теплообменники, маслораспылители и пр.) предназначены для получения необходимых характеристик рабочей жидкости.

Гидроемкости выполняются в виде гидробаков и пневмогидроаккумуляторов.

По принципу регулирования гидроприводы разделяются на гидроприводы с дроссельным, объемным и объемно-дроссельным регулированием.

В авиационных устройствах исполнительный гидродвигатель (гидроцилиндр) часто выполняется с дросселирующим (золотниковым или струйным) гидрораспределителем в виде единого агрегата. Такое устройство называется исполнительным гидроприводом, или исполнительным гидромеханизмом.

Устройства управления гидропривода могут иметь один или несколько гидравлических каскадов усиления.

В двухкаскадных системах первый каскад управления является гидроусилителем, а второй каскад, состоящий из гидрораспределителя и гидродвигателя, предсвтялет собой исполнительный каскад.

Гидроусилитель, имеющий электромеханическое управление, называется электрогидравлическим усилителем ЭГУ.

ЭГУ усиливает и преобразует электрический сигнал управления в гидравлический и предназначен для управления золотниковыми гидрораспределителями и насосами переменной производительности.

Рулевая машина – это электрогидравлический агрегат, состоящий из гидродвигателя, гидрораспределителя и электрогидравлического усилителя и предназначенный для передачи,

усиления и преобразования электрического сигнала, содержащего информацию управления, в механическое движение рулей или органов управления.

Следящий гидропривод – привод, в котором «выходное звено» (например, шток гидроцилиндра) «отслеживает» с определенной степенью точности изменения сигнала управления.

В зависимости от сигнала управления различают следящие гидроприводы с электрическим и механическим управлением.

Бустер – следящий гидропривод с механическим управлением. Бустерная система управления – система, состоящая из бустеров, механической проводки управления (от штурвала летчика до золотников бустера) и силовой проводки (от гидродвигателя бустера до рулей).

Комбинированная система управления – это бустерная система, имеющая дополнительный электрический (автоматический) канал управления от датчиков автопилота.

Дистанционная электрогидравлическая система управления (ДЭСУ) – система, состоящая из исполнительных гидроприводов, имеющих электрическую проводку управления от ручки летчика до золотников привода.

Гидросеть – часть гидропривода, предназначенная для движения рабочей жидкости и состоящая из магистральных, вспомогательных и исполнительных гидролиний и соединительной арматуры.

С точки зрения системы управления, гидравлический привод представляет собой сложную динамическую систему управляющую движением рабочих органов летательного аппарата, на которые действуют инерционные, аэродинамические и другие нагрузки.

При этом от гидравлического привода требуется высокая надежность и безотказность в работе, широкий диапазон регулирования скорости, минимальные запаздывания и большое быстродействие, высокий к.п.д. и малая масса, и, наконец, высокая экономичность производства и удобство в эксплуатации.

На рисунке11.11 представлена схема унифицированного следящего гидравлического привода с электрическим управлением, которые широко применяется в системах автоматического управления летательными аппаратами. С помощью следящего привода осуществляется автоматическое регулирование координаты положения «выходного звена» y, а следовательно, и положение руля, которым управляет привод. При этом регулируемая (выходная) величина y «отслеживает» изменение входного сигнала Uвх. В частном случае, в системах стабилизации, следящий привод, выполняя команды гидроскопических устройств автопилота, поддерживает постоянное или нулевое значение регулируемой величины y.

Следящий привод состоит из четырех основных частей: рулевой машины (или рулевого агрегата) 1, усилителя сигнала ошибки с измерителем рассогласования 2, датчика обратной связи 3 и датчика входного сигнала 4.

Силовым исполнительным устройством системы управления является рулевая машина, которая представляет собой электрогидравлический агрегат, предназначенный для передачи, преобразования и усиления по мощности входного сигнала, содержащего информацию управления летательным аппаратом. Рулевая машина преобразует регулирующий электрический сигнал в механический, усиливая его по мощности за счет энергии насосной станции, и приводит в движение рули летательного аппарата по заданному закону.

Сложные задачи автоматического управления летательными аппаратами наиболее успешно решают следящие электрогидравлические системы с дискретным (цифровым) управлением, которые приходят на смену следящим системам с непрерывным управлением.

Новый этап развития автоматических гидроприводов и гидравлических систем управления связан с разработкой сверхзвуковых авиационных лайнеров. На этих гигантских самолетах следящий гидравлический привод широко применяется в системах штурвального дистанционного и автоматического (автопилотного) управления разрезными секциями

элевонов и рулей, в автоматической системе регулирования подачи воздуха в авиационные реактивные двигатели, в системе отклонения носового обтекателя и других устройств.

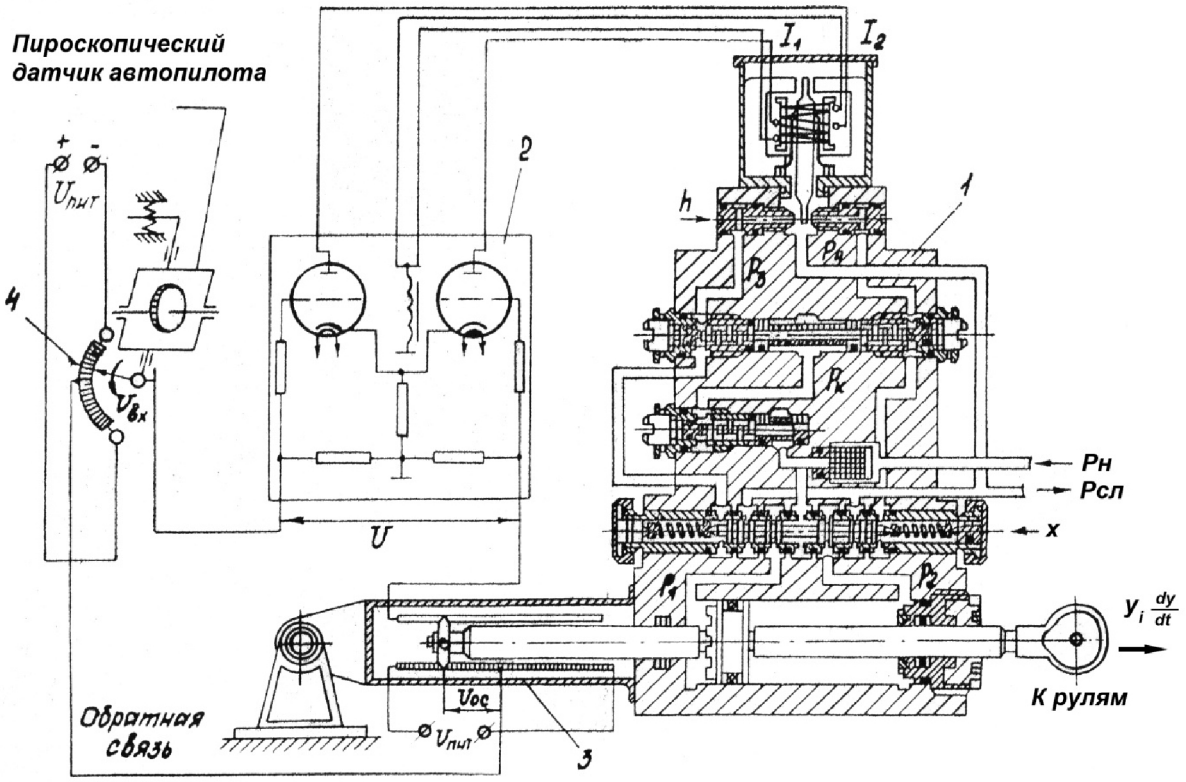


Рисунок 11.11 – Схема унифицированного следящего гидропривода с электрическим управлением, применяемого на летательных аппаратах

Применение автоматических гидравлических приводов на сверхзвуковых самолетах прежде всего связано с решением проблемы надежности гидравлической системы.

Увеличение структурной надежности авиационной системы управления осуществляется за счет дублирования гидравлических систем и применения в качестве исполнительных устройств резервированных многоканальных следящих гидравлических приводов.

Резервированным следящим приводом – называется следящий привод, в котором с целью повышения надежности резервируются отдельные элементы или каналы (следящие приводы в целом).

На самолете наибольшее применение находят следящие многоканальные приводы, резервированные по методу обнаружения и коррекции неисправностей в одном из резервированных каналов. В многоканальных приводах (рисунок11.12) предусматривается устройство для обнаружения и коррекции неисправностей – детектора отказов.

Детектор отказов состоит из индикатора отказов, включающего в себя информационные и логические устройства, исполнительных устройств, осуществляющих операцию отключения или замещения отказавшего канала и средств сигнализации отказов, обеспечивая работоспособность привода в целом при наличии неисправности (отказа) в одном из резервированных каналов.

Резервированные следящие приводы различают по методу обнаружения и коррекции неисправностей, по методу «голосования большинством» и по методу дублирования.

Резервированные приводы разделяют еще на две группы: приводы с отключением отказавшего канала и приводы с замещением отказавшего канала.

Вообще проектирование авиационного автоматизированного гидравлического привода требует решения сложного комплекса научно-технических задач и состоит из следующих основных этапов:

- анализа условий работы и построения диаграммы нагрузки при наиболее характерных законах движения рабочего органа;
- выявление случайных составляющих воздействий;
- обоснования и выбора схемы регулируемого гидравлического привода, его источника питания, приводящего двигателя насоса, гидроусилителя и др. устройств;
- энергетического расчета элементов и гидравлической системы в целом;
- расчета конструктивных параметров и гидравлических характеристик элементов на основании диаграммы нагрузок и требуемого быстродействия;
- построения статических регулировочных и механических характеристик;
- обоснование динамической и математической моделей автоматического привода и определения таких динамических параметров как коэффициенты усиления и постоянные времени;
- форматирование желаемой логарифмической амплитудной частотной характеристики или комплекса оптимальных сопрягаемых частот, синтеза гибких обратных связей с целью коррекции динамических свойств следящего привода;
- анализа устойчивости и динамических характеристик с учетом нелинейностей;
- анализа надежности следящей гидравлической системы и, в случае необходимости, резервирования отдельных элементов или целых следящих каналов управления;
- обоснованного выбора готовых изделий и конструирования новых элементов, а также технологического обоснования конструкции и изготовления рабочих чертежей;
- изготовления, испытания, доводки опытных образцов конструкции и уточнения расчетов на основании экспериментальных данных.

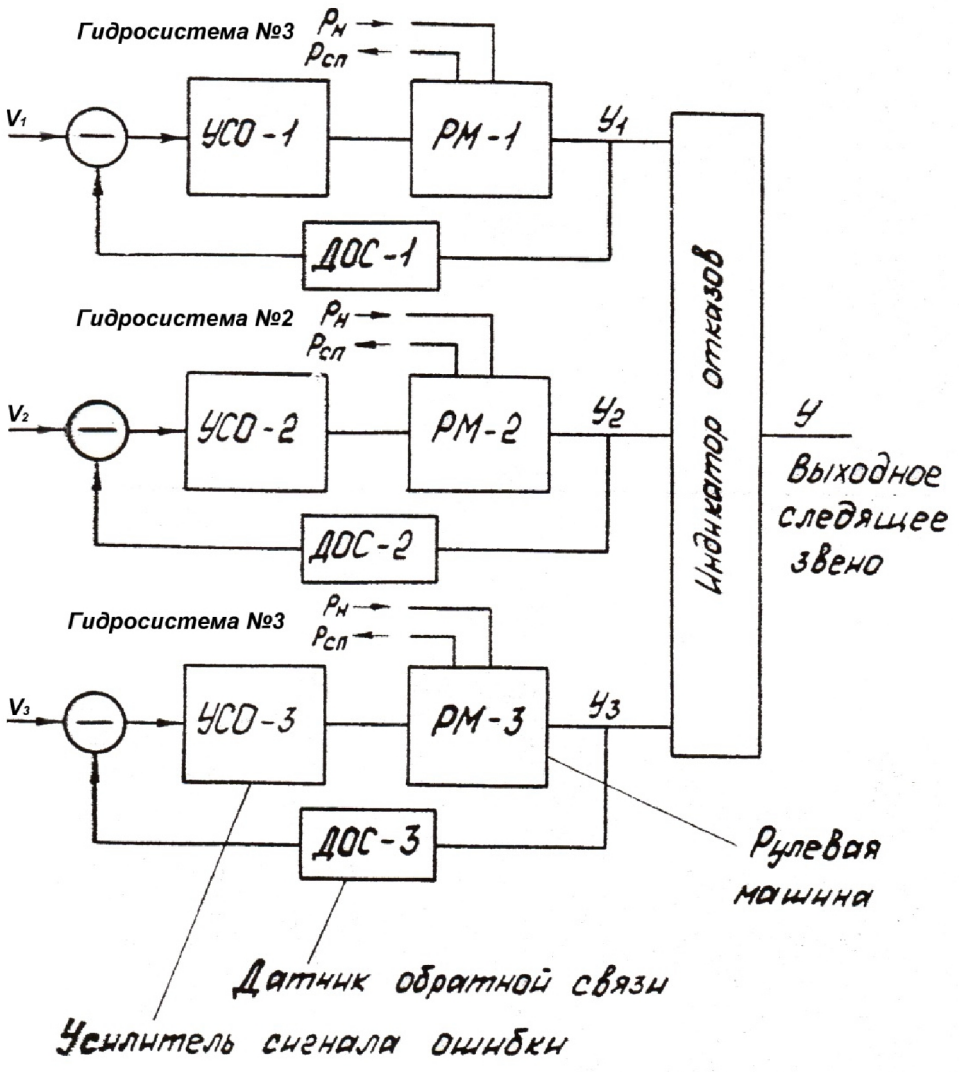


Рисунок 12 – Схема резервирования следящего гидравлического привода

Ясно, что творческий процесс проектирования автоматического гидравлического привода должен базироваться на современных научных методах. Сложность проектирования гидравлических систем заключается в том, что основные вопросы разработки новой конструкции требуют решения сложных технических задач на стыке таких научно-технических направлений как гидромеханика и теория автоматического управления, термодинамика и теория механических колебаний, теория гидромашин и проектирования элементов автоматики.

К недостаткам гидравлического привода нужно отнести сложность и громоздкость источника питания; необходимость тщательной фильтрации рабочей жидкости и поддержание в необходимом диапазоне ее вязкости на всех режимах эксплуатации; надежного уплотнения подвижных соединения; изменение характеристик при изменении температуры; большое запаздывание при передаче гидравлического сигнала (импульса) на большие расстояния; сложность в эксплуатации и дороговизна ремонта и монтажа.

Однако критический анализ преимуществ недостаток различных видов приводов позволяет правильно выбрать тот или иной тип привода, исходя из заданных технических требований и условий работы.

12.ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Приводы или приводные устройства представляют собой преобразователи первичной энергии в механическую энергию движения перекрывающего или регулирующего органа.

Если рассматривать привода с точки зрения использования первоначальной энергии, то их можно подразделить на электрические, пневматические, гидравлические.

Электрические привода. Они, позволяя обеспечивать возможность централизованного управления самыми различными агрегатами, получили широкое распространение.

По принципу действия электрические привода можно разделить на четыре основные группы (рисунок 12.1):

1. Электромагнитные, основанные на использовании сил взаимодействия ферромагнитного тела с внешним магнитным полем,
2. Электродвигательные, основанные на использовании сил взаимодействия поля статора в зазоре с током подвижного элемента,
3. Теплоэлектрические, основанные на использовании расширения твердых материалов, газообразных или жидких сред при нагреве,
4. Специальные, к которым можно отнести комбинированные и некоторые редко встречающиеся привода.

В агрегатах пневматических систем летательных аппаратов получили электромагнитные приводы (рисунок12. 2).

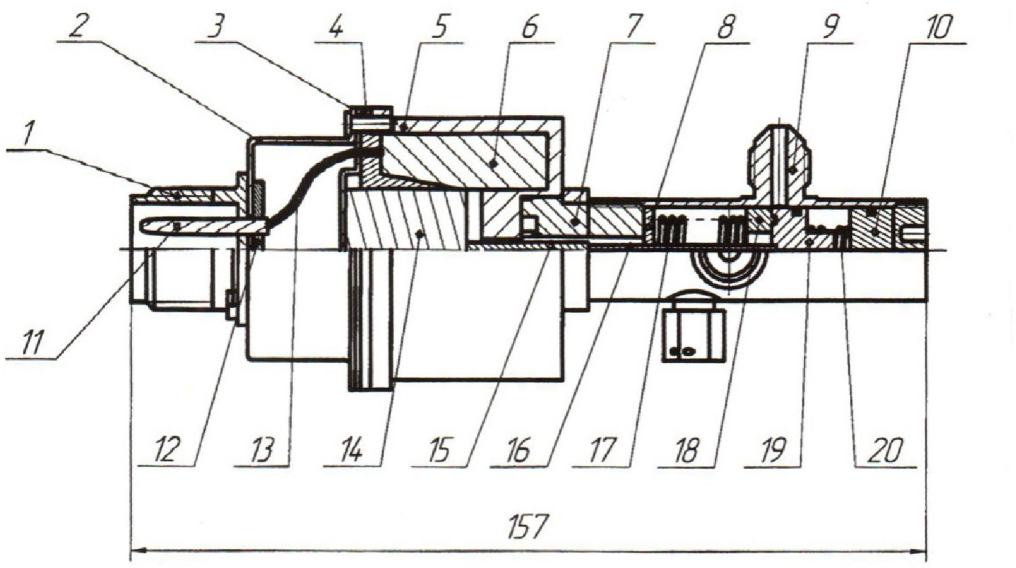


Рисунок 12.2 – Электропневмоклапан

1 – заглушка; 2 – крышка; 3 – втулка; 4 – стакан; 5 – корпус; 6 – катушка; 7 – опора; 8 – шайба; 9 – корпус; 10 – заглушка; 11 – штепсельный разъем; 12 – пластина; 13 – провод; 14 - ; 15 – толкатель; 16 – валик; 17 – пружина; 18 – седло; 19 – клапан; 20 – пружина

Схема работы любого электропневмоклапана представлена на рисунке12. 3.

12.1.ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ПРИВОДЫ

.Электромагнитные приводы можно разделить на непрерывные (рисунок 12.5) и импульсные (рисунки12. 6,12.7).

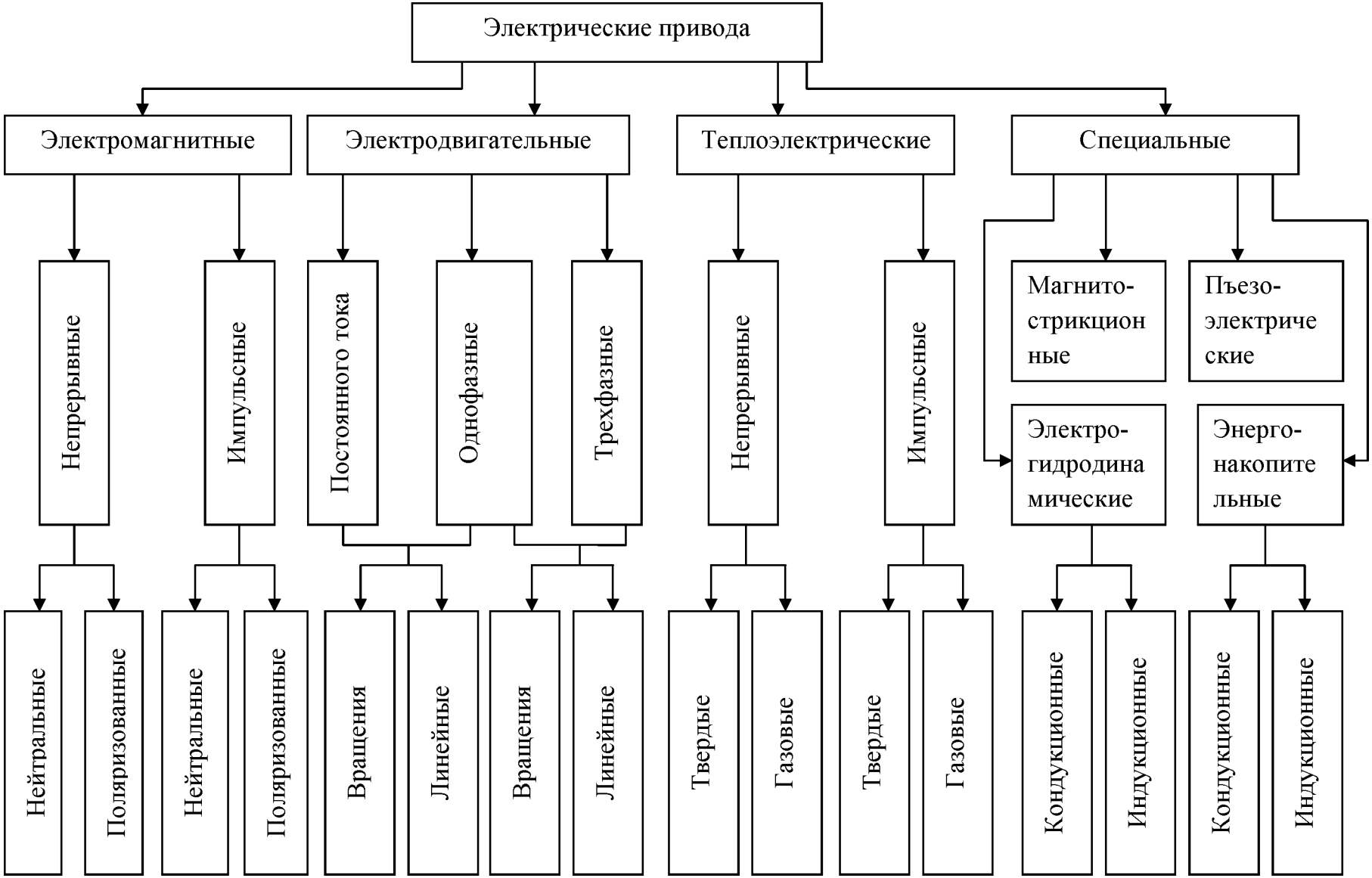


Рисунок12. 1 – Схема классификации электрических приводов

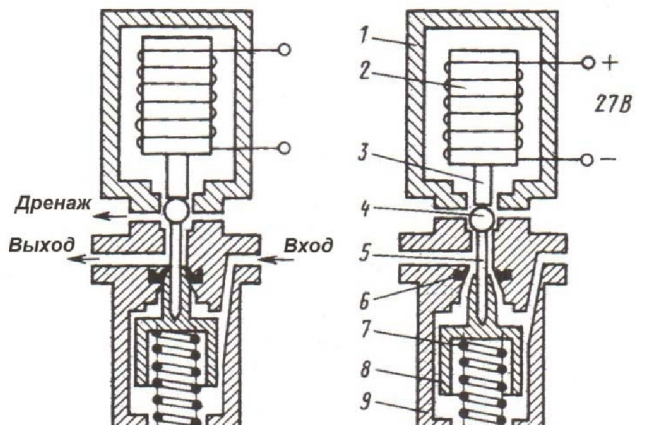


Рисунок12. 3 – Схема работы электропневмоклапана:
1 – корпус; 2 – якорь; 3 – толкатель; 4 – шарик; 5 – толкатель; 6 – резиновое уплотнение;

Непрерывные приводы в одном из крайних положений потребляют электроэнергию, т.е. продолжительность управляющего сигнала равна длительности работы магнита в одном из крайних положений. В импульсных приводах управляющий сигнал подается только в период перемещения исполнительного органа из одного положения в другие.

По признаку наличия или отсутствия поля поляризации непрерывные и импульсные электромагниты разделяются на нейтральные и поляризованные – с постоянными магнитами.

Электромагниты по характеру приложения электромагнитной силы подразделяют на тянущие или толкающие, а по конструктивному выполнению – броневые, зонтичные, прямоходные и т.д.

Электромагниты для работы в агрегатах подбирают по развиваемым усилиям. Для агрегатов авиационной техники используют электромагниты с усилием от нескольких грамм до 80 кгс, с большими усилиями применение электромагнитов нецелесообразно ввиду их веса и габаритов.

Следует заметить, что максимальные усилия электромагниты обеспечивают при малых ходах, поскольку с увеличением хода развиваемое усилие резко падает, характер усилия от хода показан на рисунке12. 4.

Температурный диапазон применения электромагнитов лежит в пределах ± 60□ С, кратковременно до ± 80□ С. В случае использования в другом температурном интервале требуются специальные конструктивные мероприятия.

Для питания используется постоянный ток напряжением U=27В, при этом электромагнит должен срабатывать при U=18В, а потребляемый ток - не более I=1,5А. Время срабатывания электромагнитов лежит в пределах десятых долей секунды.

При оценке электромагнитных приводов в первую очередь представляет интерес величина электромагнитной силы, которую в принципе можно получить при заданном напряжении питания и заданном ходе якоря:

$$F_э = \frac{B^2 \cdot S}{2\mu_0} = \frac{Ф^2}{2\mu_0 \cdot S} \ |Н|$$

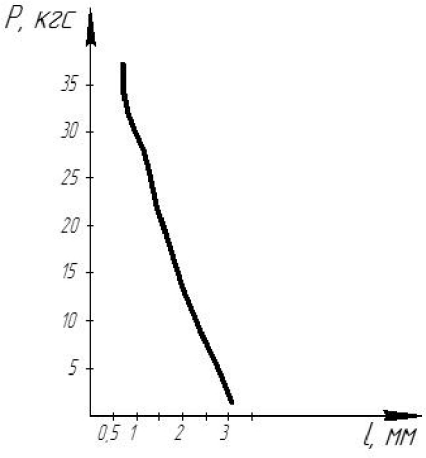


Рисунок12. 4 – Характер зависимости усилия от хода

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^7$ - магнитная постоянна, $г/м$;

В – магнитная индукция, Т;

S – площадь поверхности полюса, $м^2$;

Ф – магнитный поток, Вб.

Электромагнитная сила в наибольшей степени зависит от конструктивных параметров привода (электромагнита). Поэтому при проектировании следует учитывать, что для приводов с начальной силой до 100Н и ходом 3-6 мм целесообразно использовать броневые электромагниты, а при усилиях свыше 100Н и малых ходах, не превышающих 5 мм – зонтичные электромагниты. В тех случаях, когда требуется выполнить электромагнитный привод с ходом якоря свыше 10 мм, но с усилиями выше 50Н наиболее предпочтительны прямоточные электромагниты (соленоиды).

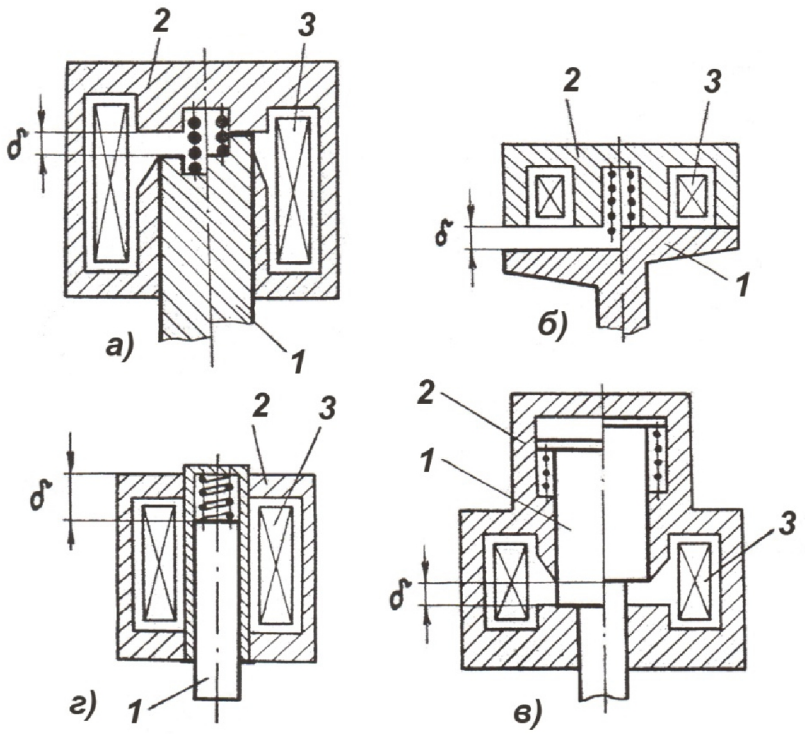


Рисунок 12.5 – Непрерывные электромагнитные приводы:
а – броневой втяжной; б – зонтичный; в – броневой толкающий; г – прямоходный
1 – якорь; 2 – корпус магнитопровод; 3 – катушка

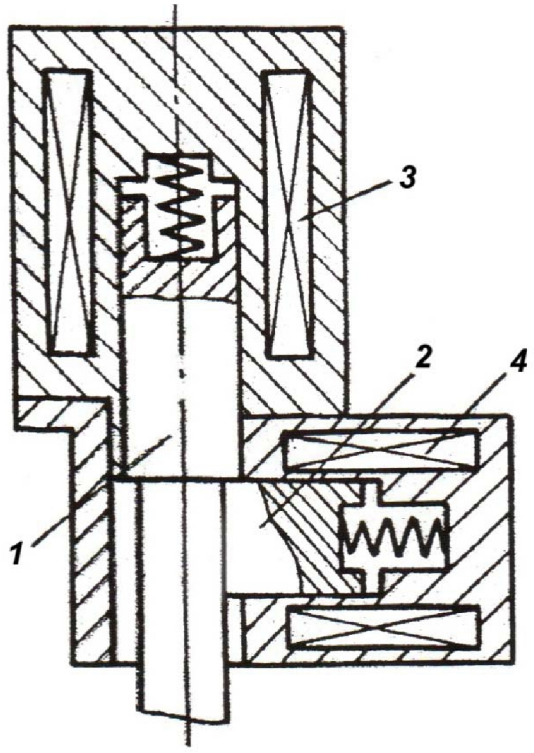


Рисунок12. 6 – Импульсный нейтральный электромагнитный привод:
1 – якорь основного магнита; 2 – якорь-защелка фиксирующего магнита;
3, 4 – электрическая катушка

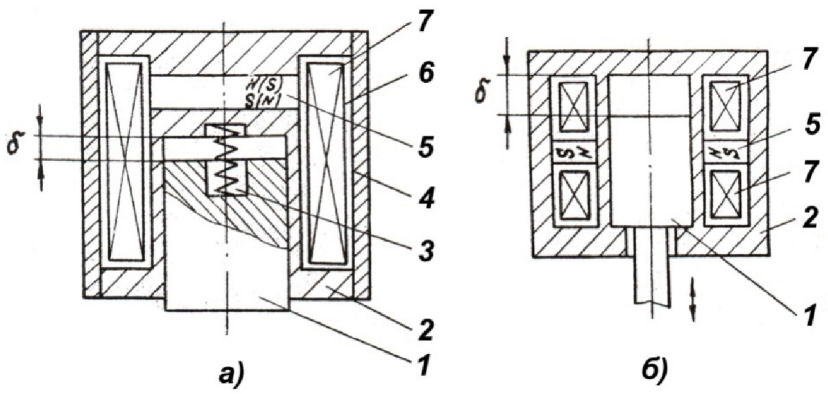


Рисунок12. 7 – Импульсные поляризованные электромагнитные приводы:
а – броневой втяжной; б – броневой втяжной-толкающий;
1 – якорь; 2, 4 – магнитопровод; 3 – пружина;
5 – магнитотвердая вставка; 6 – каркас катушки; 7 – катушка

В связи с тем, что управление перекрывающими устройствами трубопроводов происходит, как правило, с паузами, длительность которых зачастую измеряется часами, а в некоторых случаях – сутками, энергетические характеристики приводов приобретают особое значение. Как указывалось выше, непрерывные электромагниты на протяжении рабочего периода потребляют электроэнергию, однако существует ряд способов уменьшения затрат энергии. Одним из таких способов является форсирование электромагнитных приводов, при котором полная мощность подается только на период перевода якоря в притянутое к стопу состояние, а на остальную часть рабочего периода мощность снижается до величины, необходимой для удержания якоря при замкнутой магнитной цепи. Намагничивающая сила для удержания якоря составляет около 10% начальной. Способ этот довольно сложный, так как требуется либо наличие двух катушек, либо изменение напряжения. С этой целью в некоторых случаях приводы выполняются с двумя электромагнитами и механическими защелками различной конструкции (рисунок12.6) Такие приводы являются импульсными, так как они потребляют энергию лишь в переходные периоды. На рисунке 12.6а якорь 1 воздействует на исполнительный орган пневмоагрегата, а якорь 2 фиксирует его. Управляющий сигнал на открытие подается только на основной привод, а при закрытии – на фиксирующий. Подобные конструкции имеют низкие массовые и габаритные показатели, сложны и ненадежны.

Более прогрессивны импульсные поляризованные электромагнитные приводы, получившие в последнее время значительное распространение (рисунок 12.7). Якорь 1 расположен в корпусе-магнитопроводе 2, между корпусом и верхней частью якоря размещена пружина 3. Вставка 5 из магнитотвердого материала размещена между корпусом и внешним магнитопроводом 4. Привод снабжен обмоткой управления 7. Якорь, корпус и магнитопровод выполнены из магнитомягкого материала. Для передвижения якоря вверх в обмотку управления подается импульс тока (длительность порядка 0,1 с). При этом в зазоре между верхней частью якоря и корпусом появляется магнитный поток, передвигающий якорь вверх, а магнитотвердая вставка 5 намагничивается. После прекращения подачи импульса магнитная вставка 5 остается намагниченной, создавая в магнитопроводе поток, удерживающий якорь в верхнем положении. Для перевода якоря в нижнее положение необходимо подать в обмотку управления импульс тока такой же длительности, но обратной полярности для размагничивания магнитотвердой вставки. После размагничивания вставки исчезает магнитный поток и пружина возвращает якорь вниз.

Импульсные поляризованные электромагниты хорошо работают при низких (до минус 180 С) и высоких (до +500 С) температурах окружающей среды. Магнитный поток, а следовательно, и сила удержания остаются неизменными в течении многих лет. Потребление электроэнергии импульсными электромагнитами очень кратковременное, а это позволяет

выполнить обмотку управления с высокой плотностью тока, снижать габариты и массу привода в целом. Для предварительной оценки можно считать, что при применении магнитомягких материалов с индукцией насыщения 1,4-1,6 Т сила удержания якоря у стопа равна 70-100 $Н/см$, а при 2 Т – 170-180 $Н/см$.

Рассмотренный импульсный электромагнитный привод имеет последовательную магнитную цепь. Как ясно, из приведенного описания, в начальный момент открытия клапана привод преодолевает сопротивление пружинящего элемента при максимальном магнитном сопротивлении потоку, обусловленном величиной начального рабочего зазора и высотой магнитотвердой вставки. Такое неблагоприятное сочетание требований к приводу в момент трогания вызывает увеличение его габаритов. Поэтому более совершенным является привод без циклического перемагничивания постоянного магнита и без пружинящих элементов. Конструктивная схема такого привода приведена на рис. 12.7б. Здесь необходимая сила удержания в крайних положениях создается за счет поля постоянных магнитов. Привод содержит магнитопровод 2, якорь 1, элементы из магнитотвердого материала 5, две катушки управления 7. При обесточенных обмотках управления якорь удерживается в одном из крайних положений за счет потока постоянных магнитов, предварительно намагниченных при сборке. Когда требуется перевести привод в другое положение (верхнее по рисунку), импульс тока определенного знака и величины подается на верхнюю обмотку, магнитный поток у нижнего стопа уменьшается, а у верхнего возрастает до величины трогания. После переброса якоря в крайнее положение магнитный поток постоянных магнитов фиксирует его в этом положении. Аналогично происходит перевод якоря в исходное положение с подачей управляющего импульса в нижнюю обмотку.

В авиационных агрегатах применяют электромагнитные приводы марок ЭМТ и МКТ, а разработкой занимается Саратовский завод СЭПО.

12.2.ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬНЫЕ ПРИВОДЫ.

Электродвигательные приводы. Они используются в качестве приводов в случаях, когда не требуются большие скорости для перекрытия магистралей с рабочей средой. Ведь время срабатывания электродвигательных приводов исчисляется секундами, что обусловлено наличием редуктора в их конструкции. На рис. 12.8 дан пример использования электромеханизма в конструкции заслонки. При подаче электрического сигнала электромеханизм, совершая вращательное движение и передавая его через специальное устройство, открывает или перекрывает магистраль. Отключение электромеханизма производится с помощью микровыключателей по углу поворота или с помощью предельной муфты, настроенной на определенный крутящий момент.

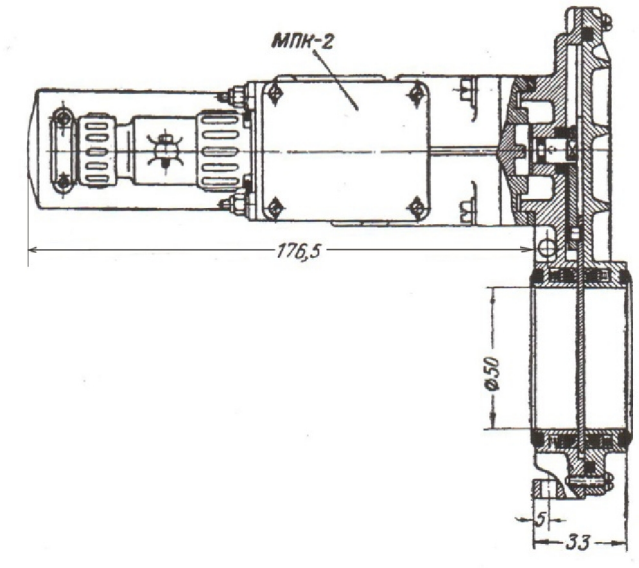


Рисунок 12.8 – Заслонка управляемая электромеханизмом

Основными элементами таких приводов являются двигатели постонного тока (с независимым и последовательным возбуждением, с возбуждением от постоянных магнитов), двигатели переменного тока (асинхронные, синхронные, гистерезисные и так называемые бесколлекторные двигатели). Каждый из этих двигателей имеет свои достоинства и недостатки. Для выбора двигателя необходимо знать зависимость момента двигателя от скорости, так называемую характеристику двигателя.

По виду механической характеристики двигателя делят на четыре категории:

1. С постоянной механической характеристикой – скорость не меняется при изменениях нагрузки; к этой группе относятся синхронные двигатели.
2. С жесткой механической характеристикой – скорость мало меняется при изменении нагрузки; к этой категории относятся, например, двигатели постоянного тока с параллельным возбуждением и асинхронные двигатели, работающие при скольжениях, меньших критического.
3. С мягкой характеристикой – скорость сильно падает при увеличении нагрузки; примером может служить двигатель постоянного тока с последовательным возбуждением.
4. С возвышающей характеристикой – скорость возрастает с увеличением нагрузки; примером может быть двигатель постоянного тока смешанного возбуждения при встречном включении обмоток; при такой характеристике привод обычно работает неустойчиво и поэтому двигатели с возвышающимися характеристиками применяются довольно редко.

Как отмечалось, электродвигательный привод развивает большое усилие при сравнительно небольшой скорости. В тех случаях, когда требуется большое быстродействие, возможно использование линейных двигателей постоянного и переменного тока.

Линейные двигатели развивают значительно большие усилия по сравнению с электромагнитами, практически не имеют ограничения по ходу; регулирующие и перекрывающие устройства с такими приводами из-за отсутствия механизмов, преобразующих вращательное движение в возвратно-поступательное, весьма просты и компактны.

В агрегатах авиационной техники используют электромеханизмы ЭПВ-150, ЭПВ-250, МПК-2, МПК13175 сер2, МПК-35, МПК-36, МПК-37, МВД-4Е и др. Они отличаются по создаваемому крутящему моменту (от Мкр 1,5 до 5 $кгс \cdot м$). Напряжение питания U=27В, минимальное напряжение срабатывания 18В, потребляемый ток I≤2А. Температурный диапазон применения +60□ С, кратковременно до +80□ С. При использовании в другом интервале температур требуются специальные конструктивные меры, о которых будет сообщено в последующих лекциях.

12.3.ТЕПЛОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ.

Теплоэлектрические приводы. В ряде случаев в пневмоагрегатах целесообразно применять приводы, основанные на использовании эффекта расширения твердых, газообразных или жидких тел при нагреве их электрическим током.

Простейшая схема теплоэлектрического привода (ТЭП) с металлическим ведущим элементов показана на рисунке 12.9 а. В корпусе 1 размещены изоляторы 2 (неподвижный) и 3 (подвижный), соединенные ведущим элементов 4, который нагревается электрическим током. Изоляторы разжимаются пружиной 5. При подаче напряжения а клеммы 6 ведущий элемент нагревается и расширяется, вследствие чего шток 7 приводы перемещается под действием пружины 5 и совершает полезную работу. Обратный ход совершается за счет сокращения длины ведущего элемента при остывании после прекращения подачи напряжения. Привод может быть сконструирован так, что рабочий ход может происходить как во время нагрева, так и во время остывания. По сравнению с электромагнитами теплоэлектрические приводы имеют в ряде случаев заметные преимущества: плавное перемещение ведомого звена, меньшую массу и габариты, работоспособность в широком диапазоне температур, меньшую стоимость и т.д.

В тех случаях, когда необходимо обеспечить высокое быстродействие. Скорость срабатывания теплоэлектрического привода может быть значительно повышена. Для этого в приводе устанавливается фиксирующее приспособление, удерживающее ведущий элемент

после нагрева в удлиненном состоянии и освобождающее его после охлаждения для совершения рабочего хода за счет упругой деформации ведущего элемента. Схема такой конструкции показана на рисунке 12.9 б. Фиксирующее приспособление состоит из упора 8 на штоке 7 и электромагнита 9, подпружиненный сердечник 10 которого, взаимодействуя с упором при выключенном электромагните, удерживает элемент в удлиненном состоянии, а при включении электромагнита освобождает шток для совершения рабочего хода. Такой привод представляет собой, по существу. Пружину, которую можно взводить дистанционного за несколько секунд, а затем отпускать с помощью электромагнита. Рабочий ход при этом длится тысячные доли секунд. В фиксирующем приспособлении в некоторых случаях можно применять не электромагнит, а второй теплоэлеткрический привод. При этом увеличится период задержки, т.е. время между подачей напряжения и началом рабочего хода, а длительность рабочего хода останется столь же малой, как и при применении электромагнита.

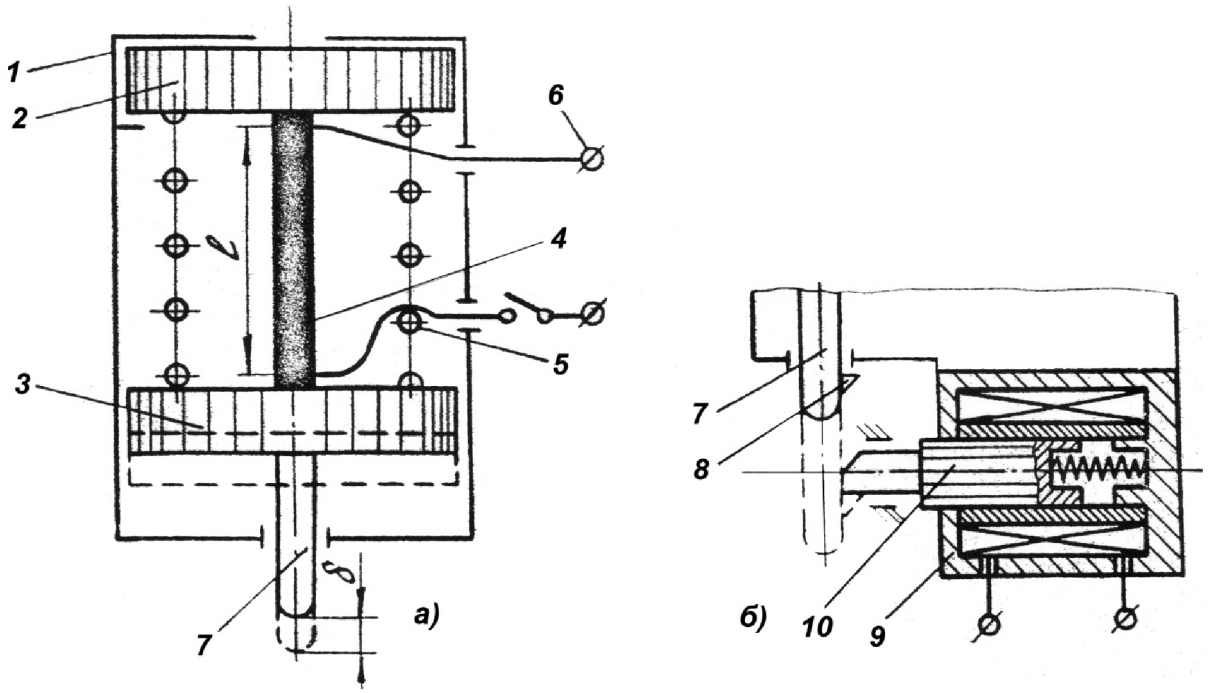


Рисунок 12.9 – Теплоэлектрические приводы:
а – простого действия; б – с энергонакопителем;
1 – корпус; 2 – неподвижный изолятор; 3 – подвижный изолятор; 4 – ведущий элемент;
5 – пружина; 6 – клеммы; 7 – шток; 8 – упор; 9 – электромагнит; 10 – сердечник

Обычно в пневмоагрегатах летательных аппаратов для привода клапанов и золотников требуется ход 2-4 мм, в редких случаях – до 10 мм, в то время как ход штока рассмотренного выше теплоэлектрического привода прямого действия при $l \approx 70$ мм составляет 0,3-0,4 мм. Для увеличения хода штока целесообразно использовать кинематическую схему, показанную на рисунке 12.10. Здесь неподвижный изолятор 1 закреплен в корпусе 2, подвижный изолятор 3 размещен на подпружиненной качающейся стреле 4. Ведущий элемент 5 выполнен в виде проволоки, намотанной в несколько рядов на изоляторы. По сравнению с приводом прямого действия здесь ход штока будет больше в L=(l+b)a раз (см. обозначения на рисунке 10) и может быть выполнен до 10 мм при $l \approx 70 \div 80$ мм.

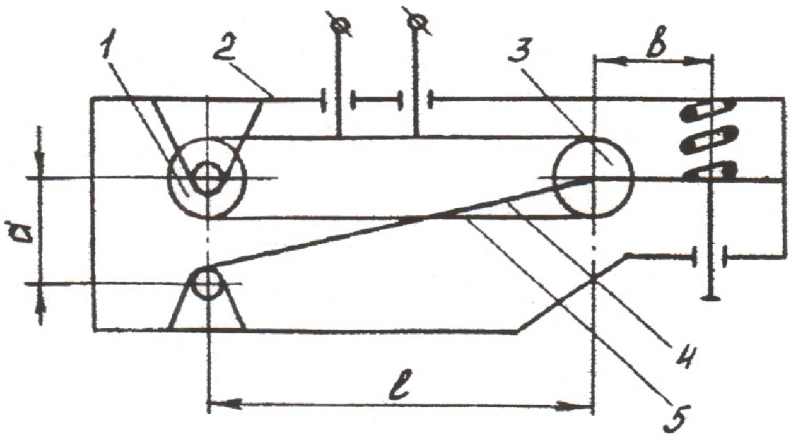


Рисунок 12.10 – Теплоэлектрический привод со стрелой:
1 – неподвижный изолятор; 2 – корпус; 3 – подвижный изолятор;
4 – стрела; 5 – ведущий элемент.

Теплоэлектрические приводы рассмотренного типа при работе в вакууме потребляют в 3-4 раза меньше энергии в связи с отсутствием конвективного теплообмена. Кроме того, при работе в вакууме целесообразно покрывать ведущий элемент материалами с малым коэффициентом черноты, такими, например, как золото, платина, родий. Такое покрытие уменьшает передачу тепла излучением, повышает к.п.д. привода.

Схема газового (жидкостного) теплоэлектрического привода показана на рисунке 12.11. В корпусе 1 на кронштейне 2 укреплены соосно два сильфона – рабочий 3 и компенсационный 4. Полости обоих сильфонов заполнены рабочим телом, обычно газом, но возможно заполнение и легкокипящей жидкостью. В рабочем сильфоне помещена спираль 5 для нагрева газа или жидкости. Оба сильфона охвачены рамкой 6, соединенной с клапаном 7. Рамка и клапан поджаты пружиной 8. При подаче напряжения на спираль среда в сильфоне 3 нагревается, расширяется, и благодаря повышению давления внутри правого сильфона рамка 6 перемещается, открывая клапан 7. Второй сильфон служит для компенсации воздействия давления и температуры газа, протекающего через клапан, на теплоэлектрическией привод.

Газовые (жидкостные) теплоэлектрические приводы позволяют получать значительные усилия – до 1000-1500 Н при рабочем ходе до 20-30 мм. Работа таких приводов улучшается с уменьшением гравитационных сил. При отсутствии массовых сил (в условиях невесомости) газовые (жидкостные) приводы развивают усилия, в 3,5-4 раза большие при той же потребляемой мощности, чем в поле земного тяготения.

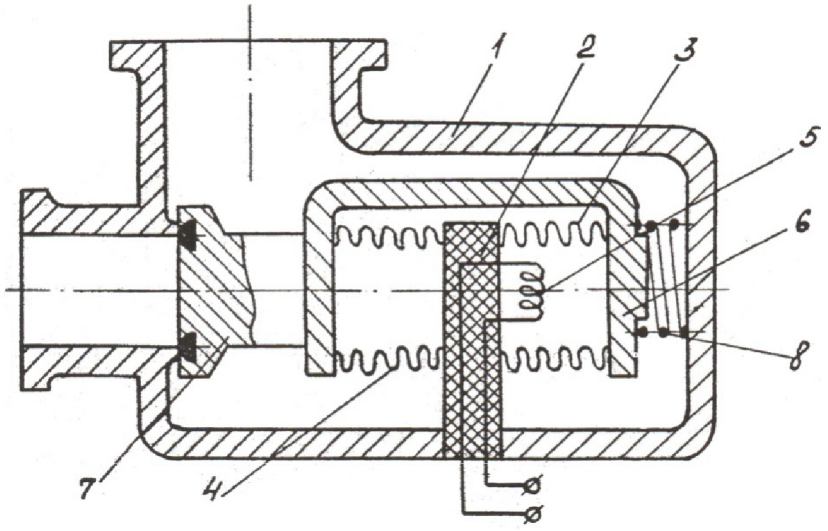


Рисунок 12.11 – Газовый теплоэлектрический привод:
1 – корпус; 2 – кронштейн; 3,4 – сильфон; 5 – нагревательная спираль; 6 – рамка; 7 – клапан;
8 – пружина

Для ориентировочных прикидочных расчетов теплоэлектрических приводов можно пользоваться следующей формулой, связывающей работу, совершаемую приводом за рабочий ход, с подводимой мощностью:

$$L = k \cdot N[Н \cdot м]$$

где N - подводимая мощность, Вт;

k - коэффициент пропорциональности, с;

$k = 1{,}0 \cdot 10^{-2}$ - для приводов с металлическим ведущим элементом при работе в атмосфере;

$k = 3{,}0 \cdot 10^{-2}$ - для приводов с металлическим ведущим элементом при работе в вакууме;

$k = 10 \cdot 10^{-2}$ - для приводов с металлическим ведущим элементов, если ведущий элемент покрыт родием или золотом и отполирован;

$k = 15 \cdot 10^{-2}$ - для газовых (жидкостных) приводов.

На базе теплоэлектрического привода создан привод разового срабатывания, многократного использования – теплоэлектрический фиксатор (ТЭФ), схема которого показана на рисунке 12.12.

В корпусе 1 помещены два изолятора – 2 и 3, охваченные ведущим элементом (проволокой) 4. Между изоляторами размещен стержень 5. Благодаря тому что проволока 4 намотана с предварительным натягом, стержень 5 прочно удерживается между изоляторами 2 и 3. В конструкции агрегата теплоэлектрический фиксатор удерживает клапан или другой подвижный элемент. При подаче напряжения на клеммы 6 проволока 4 нагревается, удлиняется и освобождает стержень 5. Теплоэлектрический фиксатор (ТЭФ) прост в изготовлении, имеет малые габариты и массу.

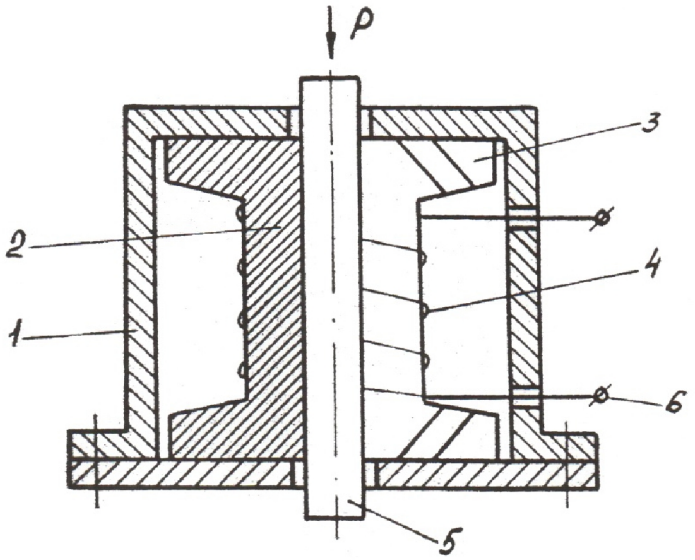


Рисунок 12.12 – Теплоэлектрический фиксатор:
1 – корпус; 2,3 – изолятор; 4 – ведущий элемент; 5 – стержень; 6 – клеммы

12.4.СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПРИВОДЫ.

К специальным приводам можно отнести редко встречающиеся виды приводов, как, например, пьезоэлектрические, работающие на принципе эффекта магнитострикции. Такие приводы находят применение в приборостроении, вычислительной технике и др.

В самолетостроении интерес представляют энергонакопительные приводы, которые нашли применение в перекрывающих устройствах разового действия, т.е. предназначенных для однократного закрытия или открытия прохода рабочей среды, а также в случае аварийной ситуации.

В качестве привода таких устройств в настоящее время используют пироприводы, в которых перемещение исполнительного органа происходит за счет воздействия пороховых газов при сгорании. После срабатывания пиропривода отдельные узлы клапана или целиком клапан необходимо заменять. До установки в систему работоспособность клапана не может быть проверена.

На рисунке 12.13 показана конструкция клапана дренажного, заменяемого после каждого срабатывания пиропривода. При подаче электрического сигнала на пиропатрон типа ДП-2, вворачиваемый в гнездо А, образуются пороховые газы, которые поступая в подпоршневую полость Б сообщают поступательное движение штоку 2 через поршень 3. При этом происходит срез мембраны В штока 2 и заклинивание конуса Г штока 2 и клапана 4 в корпусе 1.

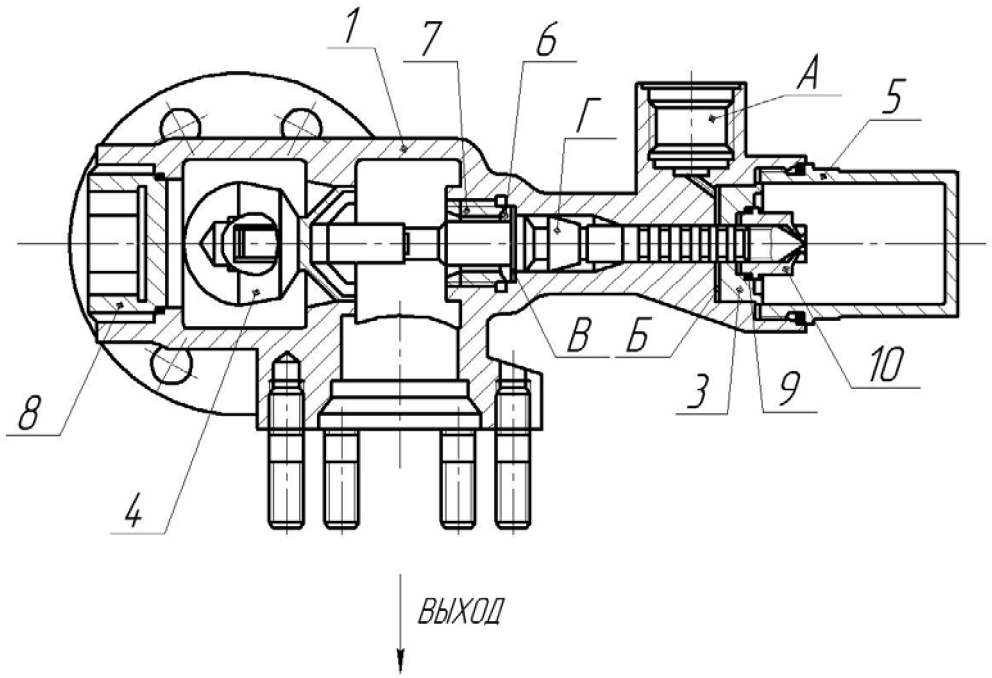


Рисунок 12.13 – Клапан дренажный ($P_{раб} = 43 МПа; \tau_{раб} = -183^0 C$)

1 – корпус; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – клапан; 5 – пламегаситель; 6 – нож; 7 – гайка; 8 – заглушка; 9 – уплотнительное кольцо; 10 – гайка

На рисунке 12.13 представлена конструкция сменного пиропривода, устанавливаемого в регулятор расхода, замена которого производится после каждого срабатывания этого же пиропатрона.

Основным элементом пиропривода естественно является пиропатрон или пирозапал, а их главной частью – пирозаряд. Пирозаряд закрыт мембраной. Пиросостав спрессован под давлением, а подрыв осуществляется постоянным (U=27В, I=2А) или переменным током. Время срабатывания пироприводов составляет тысячные доли секунды, поэтому они широко используются в качестве аварийных средств перекрытий магистралей рабочих сред, а также в элементах катапультирования.

Следует заметить, что давление пороховых газов, развиваемое при подрыве пиропатрона, существенно зависит от веса пирозаряда и от объема пороховых газов (объема газовой полости, в частности полости Б, рисунок 12.13) при срабатывании.

На рисунке 12.14 показана конструкция регулятора расхода с использованием пироклапана.

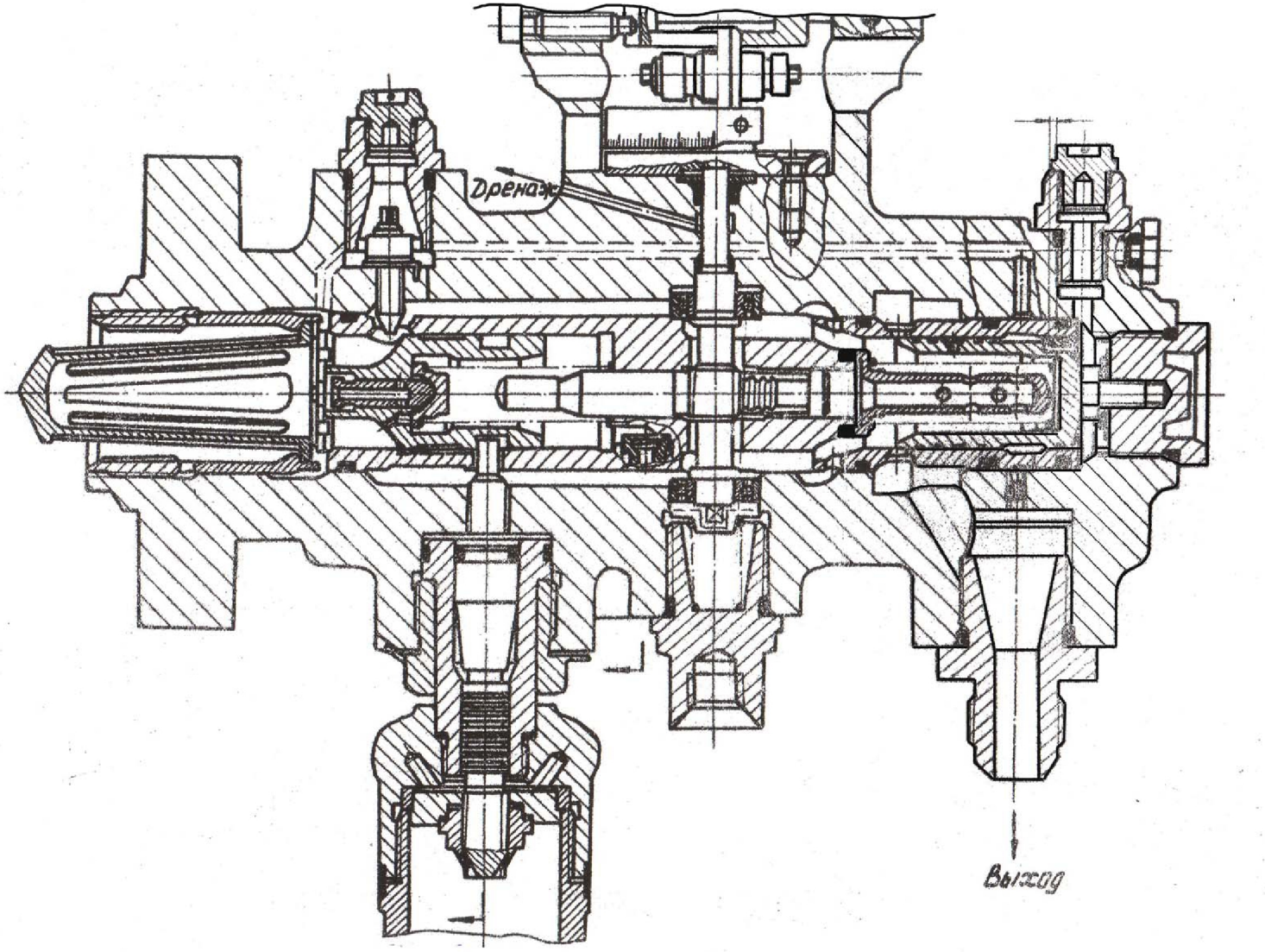


Рисунок12. 14 – Регулятор расхода

Примерная зависимость давления, развиваемого пирозарядом, от объема при срабатывании показана на рисунке 12.15.

Величина давления, развиваемого пирозарядом определенной навески , зависит и от температуры: с понижением температуры величина давления несколько уменьшается, а с повышением температуры – увеличивается. По литературным данным изменение температуры с +15 □ С до -150 □ С приводит к уменьшению давления в среднем не более чем на 5…10 %.

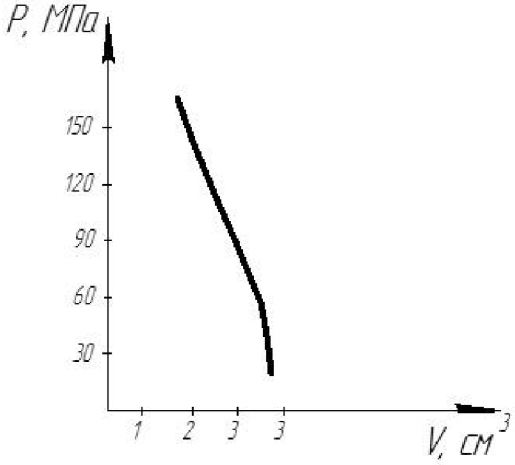


Рисунок 12.15 - Зависимость давления от объема

При срабатывании пирозаряда имеет место разброс давлений, связанный с различными скоростями горения, который стремятся уменьшить увеличением усилия прессования пирозаряда.

Величина давления может также снижаться вследствие утечек пороховых газов, например, по клеммам пиропатрона, резьбовому соединению гайки 10 со штоком 3, лабиринтному уплотнении штока 2 в корпусе 1, зазору между поршнем 3 и корпусом 1 (рисунок 12.13)

Существенно снизить влияние этих факторов помогут следующие конструктивные мероприятия: введение дополнительных уплотнений (см. рисунок 12.16), которые в несколько раз повысят эффективность срабатывания пироприводa.

Испытания пироприводa с такими мероприятиями, залитого водой и замороженного до 100□ С, подтвердили надежность срабатывания пироприводa даже в таких тяжелых условиях.

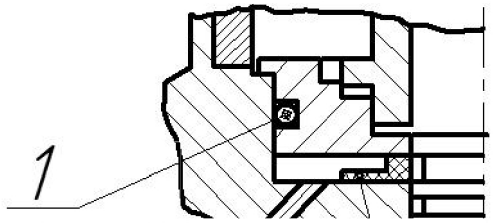


Рисунок 12.16 – Дополнительные уплотнения:
1 – резиновое кольцо; 2 – шайба из фторопласта

Для пирозапалов, применяемых в агрегатах автоматики наибольший интерес представляет срабатывание в малых объемах 2…3 м³

При срабатывании пироприводa и когда необходимо производить перекрытие магистрали с рабочей средой путем заклинивания конусообразного подвижного элемента в корпусе (рисунок 12.13, конуса Г и клапана 4) может иметь факт отскакивание, который при этом не обеспечит процесс герметизации по корпусам рабочей среды. Этот факт можно установить по наличию характерного отпечатка от седла конической поверхности клапана в случае посадки, особенно по двум конусам, как показано на рисунке 12.13.

На явление отскакивания оказывают влияние различные элементы конструкции пироприводa:

- длина направляющего элемента штока с лабиринтными уплотнениями проточками (их обычно выполняют шириной 1 мм и глубиной 0,5 мм в количестве не менее 10);

- диаметральные зазоры сопрягаемых деталей (чем больше диаметральный зазор, тем быстрее нарастает давление за поршнем и тем больше вероятность отскакивания клапана);

- заряд пирозаряда (чем меньше заряд, тем более вероятно «отскакивание». При больших зарядах, в результате резкого перемещения, заклинивание происходит более глубокое, конус клапана продвигается дальше, чем это требуется);

- чистота поверхности конуса.

Для большей надежности заклинивание желательно иметь негладкую поверхность конуса клапана, а сделать на ней ряд кольцевых рисок – «ёрш». В резании этого «ерша»в корпус обеспечивает надежное заклинивание особенно при больших диаметрах заклинивающих клапанов ($\alpha > 30$ мм). Углы заклинивания обычно делают разными на

корпусе (< 20□), на клапан (< 19□), а для обеспечения посадки по корпусам, на одном делают специальную кольцевую проточку, обеспечивающую большую протяжку одного из отсекающих конусов.

Во многих случаях пироприводы можно заменить поляризованными электромагнитами удерживающего типа. Срабатывают такие приводы, как пиропривод, один раз за цикл работы, а для срабатывания при следующем цикле якорь необходимо возвратить в исходное положение внешним воздействием.

12.5.ЭНЕРГОНАКОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИВОДЫ.

Простейшим типом магнитного электронакопительного привода является импульсный поляризованный электромагнит с последовательной магнитной цепью (см. рисунок 12.17 а). Обмотка управления такого привода рассчитывается только на размагничивание постоянного магнита. Намагничивание, т.е. накопление магнитной энергии, происходит от внешнего поля в стационарных условиях при прижатом якоре к стопу. Существенным недостатком описанной схемы удерживающего привода является размагничивание системы при каждом срабатывании, что приводит к необходимости повторного намагничивания перед следующим циклом работы устройства. Этот недостаток устранен в приводах с шунтирующими цепями. Такой привод (рисунок12. 17 а) с прижатым к магнитопроводу 5 якорем 1 первоначально намагничивают внешним магнитным полем. После снятия внешнего поля в нижней ветви магнитопровода образуется магнитный поток, генератором которого является постоянный магнит 3. Магнитный поток обеспечивает удержание якоря при обесточенной обмотке. При прижатом якоре в верхнюю ветвь магнитной системы направляется лишь незначительная часть магнитного потока, поскольку в этой ветви имеется немагнитный шунтирующий зазор, значительно понижающий проводимость верхней ветви по сравнению с проводимостью цепи якоря. Для отпускания якоря в катушку 4 подается управляющий импульс, возбуждающий в верхней ветви магнитный поток, направление которого совпадает с направлением магнитного потока постоянного магнита. Благодаря этому постоянный магнит не размагничивается при срабатывании. В нижней же ветви магнитный поток, возбуждаемый обмоткой направлен встречно потоку постоянного магнита. Вследствие этого усилие удержания якоря падает и пружина 2 открывает и перемещает якорь. Для подготовки привода к следующему срабатыванию необходимо якорь 1 прижать к полюсам внешней нагрузкой. При этом проводимость нижней ветви будет выше проводимости верхней, так как катушка 4 обесточена и якорь снова зафиксируется у полюсов. Как уже отмечалось, постоянный магнит в данном приводе не размагничивается в процессе срабатывания, что исключает необходимость повторного намагничивания и связанных с этим монтажных и других операций.

Усовершенствованной конструкцией электромагнитных удерживающих приводов без размагничивания является схема с переменным сопротивлением шунта (рисунок 12.17 б). Работает такой привод аналогично описанному выше, но позволяет уменьшить габариты постоянного магнита, так как при отрыве основного якоря вспомогательный притягивается к стопу и снижает до минимума магнитное сопротивление верхней ветви. При прижатом основном якоре пружина 6 отрывает вспомогательный якорь и практически весь поток постоянных магнитов замыкается через нижнюю ветвь.

При необходимости накопления большого количества энергии целесообразно применять механические энергонакопительные приводы. Такие приводы накапливают механическую энергию за длительный период, а затем использует ее в короткий промежуток времени. Основной особенностью такого привода является то, что получаемые от преобразователя первичной энергии (электрической) большое количество малых механических импульсов энергии или малый крутящий момент накапливаются в специальном накопительном узле, а затем выдается меньшее количество импульсов механической энергии, но значительно больших по величине, с целью создания больших усилий на выходном штоке.

В качестве преобразователя, в зависимости от источника энергии, могут использоваться электромагниты, электрические двигатели постоянного или переменного тока, теплоэлектрические и другие типа преобразователей, в том числе и с относительно малой скоростью срабатывания, так как их быстродействие может сказаться только на времени накопления энергии.

Электродинамические приводы, как и механические энергонакопительные, представляют собой комбинированные приводные устройства. Один из типов электродинамического привода, предназначенный для запорно-регулирующих устройств с жидкими металлами, показан на рисунке 12.18. Основным силовым элементов привода является кондукционный или индукционный насос 9. При необходимости уменьшить расход среды через клапанную часть в герметичную капсулу 3, выполненную в виде упругой тонкостенной оболочки, нагнетается электропроводящая среда. Полное закрытие прохода и его уплотнение происходит за счет разности эффективных площадей капсулы и подводящего канала. Насос включается только на момент перемещения клапана. Для увеличения расхода среды насос включается на реверс, давление в капсуле уменьшается и давлением рабочей среды на входе клапан открывается. Принципиально возможно создать электродинамический привод и для запорно-регулирующих устройств с газообразными средами, но для этого требуется автономная замкнутая система электропроводящей жидкости.

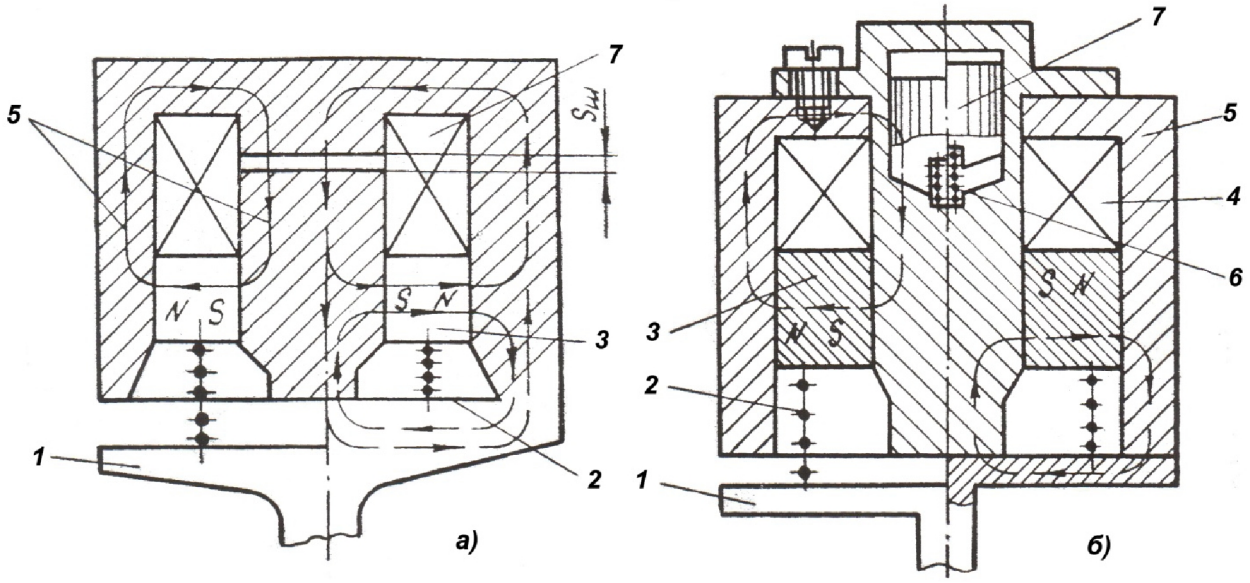


Рисунок 12.17 – Магнитные энергонакопительные приводы:
а – с фиксированной шунтовой цепью; б – с переменной шунтовой цепью;
1 – якорь; 2 – пружина; 3 – постоянный магнит; 4 – катушка; 5 – магнитопровод; 6 – пружина; 7 – вспомогательный якорь; Sш – размер шунта

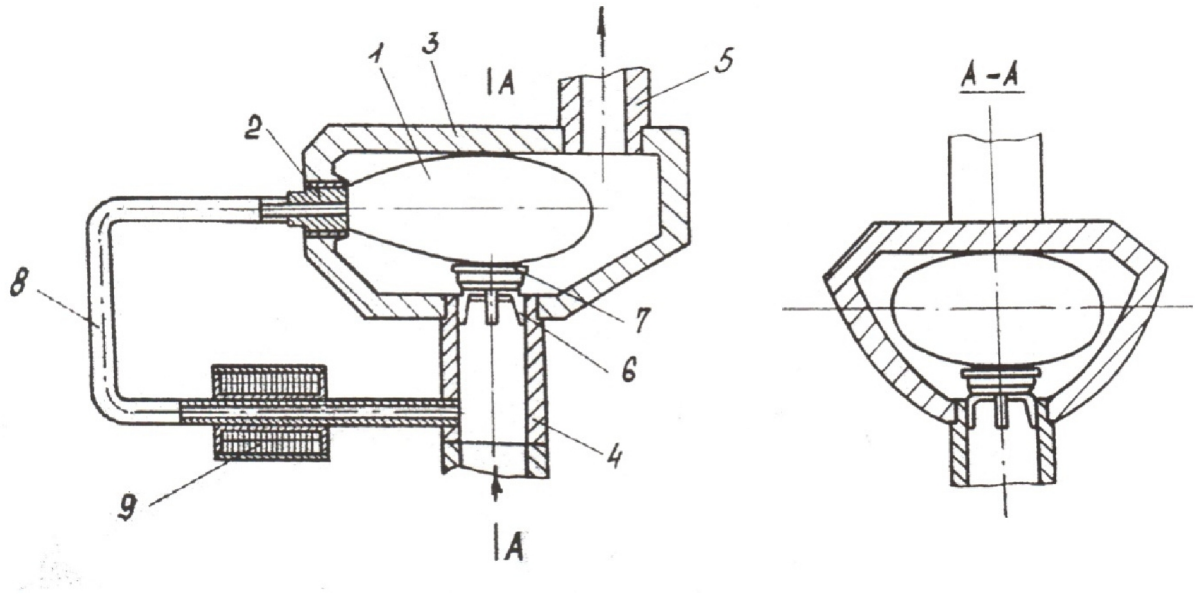


Рисунок 12.18 – Электродинамический привод:
1 – корпус; 2 – штуцер; 3 – капсула; 4 – входной патрубок; 5 – выходной патрубок; 6 – направляющий клапан; 7 – клапан; 8 – линия управления; 9 – индукционный насос

13. НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКТИВНЫХ РАСЧЕТАХ, НЕОБХОДИМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Необходимость расчетов, исходя из заданных параметров проектируемого агрегата (давления, расхода рабочей среды, ресурса, условий эксплуатации, динамической нагруженности, условий монтажа на изделие, располагаемой энергетикой для управления и т.п.), а также объем этих расчетов для определения лица агрегата, его габаритно-массовых размеров конструктор должен решать планомерно для каждого конкретного случая.

В целом для любого проектируемого агрегата общими являются следующие виды расчетов: прочностные, силовые, гидравлические размерные(рисунок 13.1).

Рассмотрим некоторые рекомендации, необходимые для конструктора при выполнении комплекса расчетных работ на стадии проектирования агрегата.

Расчет на прочность служит для проверки прочности деталей арматуры и приводов. Пользуясь данными силового расчета по усилиям к моментам, действующим в деталях, определяют величину напряжений в материале деталей, запас прочности, а, следовательно, получают данные, необходимые для прогнозирования ресурса.

Проверке на прочность подлежат: корпусные детали, т.е. детали, воспринимающие давление среды (корпус, крышки, тарель клапана и т.д.), крепежные болты и шпильки, фланцевые и резьбовые соединения, ходовые гайки, шлицы, шпонки, штифты, валы и т.п.

Нагрузки, воспринимаемые деталями агрегатов, можно разделить на основные и дополнительные. К основным следует отнести нагрузки, создаваемые давлением рабочей среды и возникающие при управлении агрегатом. К дополнительным относятся нагрузки, возникающие при монтаже и в процессе эксплуатации агрегатов (влияние колебаний температуры, гидравлических ударов и т.п.).

Нагрузки, вызываемые давлением рабочей среды, обычно создают напряжения, имеющие постоянный характер, и сравнительно легко подсчитываются. Нагрузки, связанные с управлением агрегата, часто несут временный характер, и величина их может колебаться в зависимости от состояния агрегата и условий эксплуатации. При ручном управлении величина нагрузок на детали зависит также от квалификации обслуживающего персонала. Нагрузки, возникающие при сборке агрегата и его монтаже в систему в связи с затяжкой

резьбовых соединений, в том числе болтов, гаек, создают напряжения, величина которых остается постоянной в течение длительного срока и изменяется с течением времени. Величина и характер созданных при сборке усилий и напряжений в элементах агрегата в значительной степени зависит от качества обработки присоединительных поверхностей и в особенности от квалификации сборщиков. При ведении сборки без динамометрических ключей, указывающих или ограничивающих величину усилия затяжки резьбовых соединений, усилие затяжки зависит от индивидуальных навыков исполнителей и может колебаться в широких пределах.

В процессе эксплуатации возникают дополнительно к уже действующим нагрузкам усилия, вызванные колебаниями температуры среды, как рабочей, так и окружающей, действием возможных гидравлических ударов и т.п. При прочностных расчетах агрегата не могут быть точно учтены все особенности работы агрегата, поэтому рассчитывают обычно лишь на основные нагрузки, при этом считают, что напряжения от действия дополнительных нагрузок не прерываются запасами прочности, предусмотренными при расчете. Так проводят расчеты для агрегатов в отраслях промышленности, кроме авиационной.

В конструкциях агрегатов необходимо обеспечить статическую прочность деталей, поскольку они, как правило, воспринимают статические нагрузки. В этих условиях опасное состояние материала определяется либо возникновением, либо больших остаточных деформаций в пластических металлах, либо возникновением трещин (разрушение) в хрупких металлах.

Соответственно этому при расчете статической прочности деталей критерием прочности пластичных металлов считается предел текучести σ_T, а хрупких – предел прочности $\sigma_в$. Для деталей из металлов-сталей типа 12Х18НQТ определяющим является расчет по пределу текучести.

Определение прочих размеров деталей пластически деформируемых металлов при простых деформациях решается сравнительно простое использование формул:

при растяжении $Q_{пред} = F\sigma_T$ где $Q_{пред}$ - предельно допустимая нагрузка кг

при изгибе $M_{пред} = W\sigma_T$ $M_{пред}$ - предельно допустимый изгибающий момент, кг ·см

при кручении $M_{кр.пред} = W_n\sigma_T$ $M_{кр.пред}$ - предельно допустимый крутящий момент, кг ·см

Практически наиболее часто в деталях возникает сложно нагруженное состояние. В этом случае имея данные о допустимых напряжениях для материала при линейном напряженном состоянии и необходимый запас прочности, мы должны определить прочные размеры детали по величине трех главных напряжений

$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$

При объемном напряженном состоянии материала общим выражением для обеспечения прочности детали служит формула

$\sigma_{прив} \geq \sigma_{доп}$

Для сложнонагруженного состояния при действии нормальных и касательных напряжений условия прочности выражаются следующими формулами:

По первой теории – наибольших нормальных напряжений

$$\sigma_{прив} = \frac{1}{2}\left[\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right] \leq \sigma_{доп};$$

По второй теории – наибольших относительных удлинений

$$\sigma_{прив} = 0{,}353 + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{доп};$$

По третьей теории – наибольших касательных напряжений

$$\sigma_{прив} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{доп};$$

По четвертой теории – наибольшей потенциальной энергии изменения формы

$\sigma_{прив} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \le \sigma_{доп}$.

Решение вопроса об условии прочности детали представляют собой сложную задачу. При этом необходимо иметь в виду, что в зависимости от того, по какой теории прочности производится расчет, допускаемые напряжения $\sigma_{доп}$ и запас прочности n будут иметь различные значения.

13.1.РАСЧЕТ КОРПУСОВ И КРЫШЕК

Расчет корпусов и крышек агрегатов производится по отдельным элементам: стенки, фланцы, резьбовые заглушки и т.д.

Стенки корпусов и крышек обычно имеют сложные очертания, поэтому расчет их, как правило, выполняется для различных участков отдельно.

Обычно выделяют фланцы, участки с шаровой формой стенки, цилиндрической, плоской и т.д. и рассчитывают их в соответствии с условиями, в которых они работают (давление, температура и т.п.). Затем учитывают влияние дополнительных факторов (переходы, ребра, местные утолщения и т.д.)

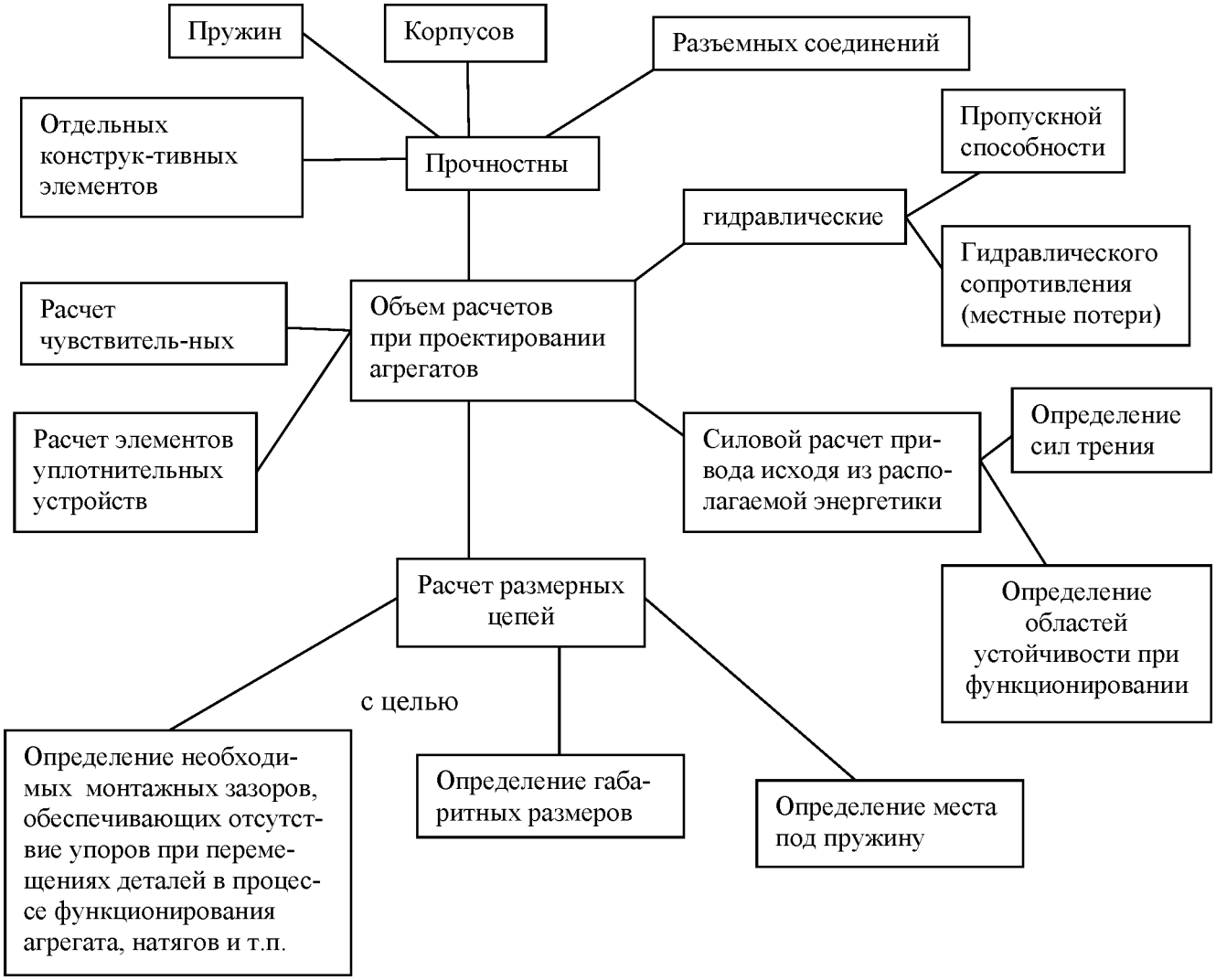


Рисунок 13.1 - Объем расчетов, необходимых при проектировании агрегата

13.2.РАСЧЕТ СФЕРИЧЕСКИХ СТЕНОК

Тонкостенная шаровая оболочка (рисунок 13.2), нагруженная внутренним избыточным давлением P *кГ/см*^{2}, в любом сечении имеет растягивающие напряжения одинаковой величины.

При внутреннем радиусе r и толщине стенки s можно написать условие

$$\pi r^3 P = \pi(2R+s)s\sigma,$$

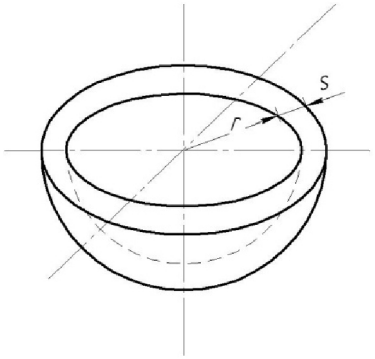


Рисунок 13.2 – Тонкостенная шаровая оболочка

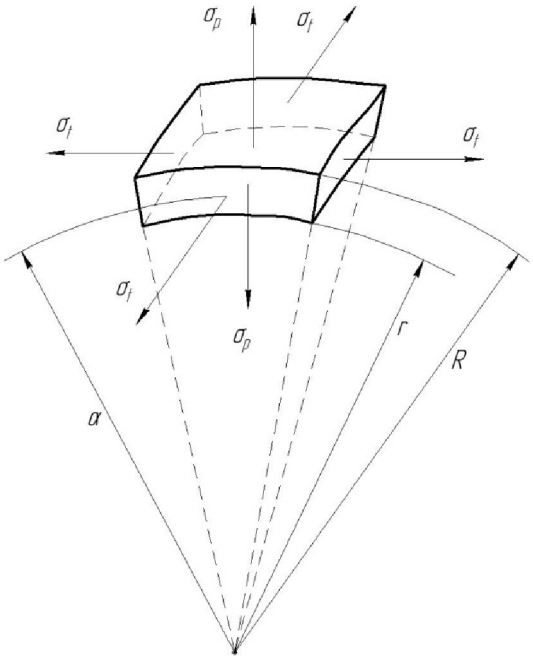


Рисунок 13.3 – Элемент тонкостенной шаровой оболочки

откуда

$$\sigma = \frac{r^2 P}{(2r+s)s}$$

или, пренебрегая величиной s в выражении $2r+s$, получим

$$\sigma = \frac{\mathrm{Pr}}{2s}.$$

В связи с действием коррозии стенки арматуры с течением времени становятся тоньше; поэтому при расчете толщины стенки предусматривают запас

$$s = \frac{\mathrm{Pr}}{2\sigma} + c,$$

где с – прибавка толщины стенки.

В толстостенных оболочках шаровой формы (рисунок 13.3) напряжения имеют величину

$$\sigma_p = \frac{\mathrm{Pr}^3}{R^3 - r^3}\left(1 - \frac{R^3}{\rho^3}\right),$$

$$\sigma_p = \frac{\mathrm{Pr}^3}{R^3 - r^3}\left(1 + \frac{R^3}{2\rho^3}\right).$$

Следовательно, всегда $\sigma_t > \sigma_p$, причем при p=R

$$\sigma_t = \frac{3}{2} \cdot \frac{\mathrm{Pr}^3}{R^3 - r^3};$$

При p=r

$$\sigma_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{P(R^3 + 2r^3)}{R^3 - r^3}$$

При определении толщины стенки толстостенной шаровой оболочки по допускаемым напряжениям различные теории прочности дают отличающиеся друг от друга результаты:

1) Теория наибольших касательных напряжений

$$R = r\sqrt[3]{\frac{\sigma_{доп}}{\sigma_{доп} - 1{,}5P}};$$

2) теория предельного напряженного состояния

$$R = r\sqrt[3]{2\frac{\sigma_{доп} + (1-m)P}{2\sigma_{доп} - (1-2m)P}},$$

где $m = \frac{\sigma_{в.раст}}{\sigma_{в.сж}}$, т.е. отношение предела прочности при растяжении к пределу прочности при сжатии;

3) энергетическая теория

$$R = r\sqrt{\frac{\sigma_{доп}}{\sigma_{доп} - 1{,}5P}}.$$

Путем усреднения тангенциальных и радиальных напряжений по толщине стенки получается формула

$$\sigma_{прив} = \frac{(2r + s - c)P}{400(s - c)} \text{ кГ/мм}^2,$$

где $\sigma_{прив}$ - приведенное усредненное напряжение.

Отсюда следует, что для обеспечения прочности стенки необходимо выдержать условие

$$s = \frac{2\text{Pr}}{400\sigma_{допл} - P} + c \text{ мм.}$$

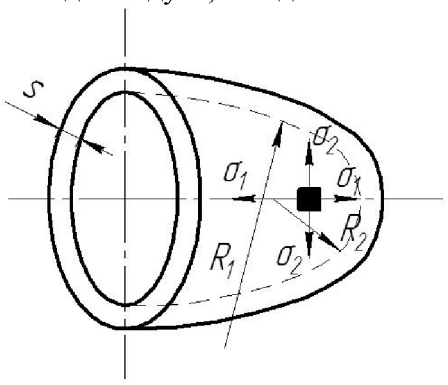


Рисунок 13.4 – Оболочка с двумя радиусами кривизны

Для тонких стенок, имеющих два радиуса кривизны (рисунок 13.4),

$$\sigma_1 = \frac{PR_2}{2s};\ \sigma_2 = \frac{PR_2}{2s}(2 - \frac{R_2}{R_1}),$$

следовательно, $\sigma_2 > \sigma_1$.

13.3.РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СТЕНОК

Для тонких стенок при $\frac{s}{D_{вн}}$ <0,05 толщиной обычно определяется по формуле

$$s = \frac{P \cdot D_{вн}}{2\sigma_{доп}} + c \text{ см,}$$

где P – рабочее давление, кГ/см^2;

$D_{вн}$ - внутренний диаметр, см

$\sigma_{доп}$ - допускаемое напряжение, кГ/см^2;

с – прибавка на коррозию и на отклонение толщины стенки от номинала при изготовлении.

В стенках толстостенных цилиндров (рисунок 13.5) напряжения имеют величину

$$\sigma_p = \frac{\mathrm{Pr}^2}{R^2 - r^2}\left(1 - \frac{R^2}{\rho^2}\right);$$

$$\sigma_p = \frac{\mathrm{Pr}^2}{R^2 - r^2}\left(1 + \frac{R^2}{\rho^2}\right),$$

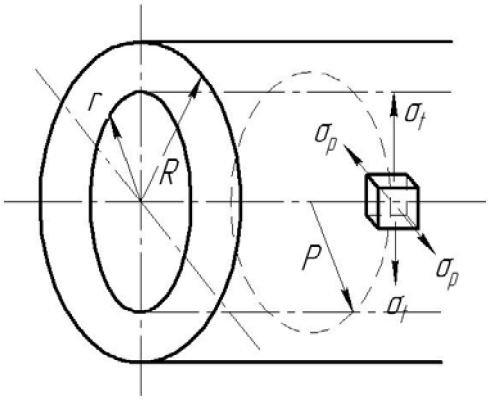


Рисунок 13.5 – Толстостенный цилиндр

т.е. всегда $\sigma_t > \sigma_\rho$.

Крайние значения

$$\sigma_{tнн} = \frac{\mathrm{Pr}^2}{R^2 - r^2};$$

$$\sigma_{tнн} = \frac{P(R^2 + r^2)}{R^2 - r^2}.$$

Главные напряжения в точках внутренней поверхности цилиндра (наиболее опасные) имеют величину:

$$\sigma_1 = \frac{P(R^2 + r^2)}{R^2 - r^2};\ \sigma_2 = \frac{\mathrm{Pr}^2}{R^2 - r^2};\ \sigma_3 = -P.$$

Различные теории дают следующие формулы для расчеты на прочность толстостенных цилиндров.

1. Теория наибольших касательных напряжений $\sigma_{доп} = P\left(\frac{(R^2 + r^2)}{R^2 - r^2} + 1\right)$

или $R^2(2P - \sigma_{доп}) + r^2\sigma_{доп} = 0$

2. Теория предельных состояний $R = r\sqrt{\frac{\sigma_{доп} + (1-m)P}{\sigma_{доп} - (1+m)P}}$,

где $m = \frac{\sigma_{в.раст}}{\sigma_{в.сж}}$

3. Энергетическая теория $R = r\sqrt{\frac{\sigma_{доп}}{\sigma_{доп} - 1{,}75P}}$.

Путем усреднения тангенциальных и радиальных напряжений по толщине стенки получается приведенное напряжение

$$\sigma_{прив} = \frac{(D_{вн} - s - c)P}{230(s - c)} \text{ кГ/мм}^2,$$

откуда для обеспечения прочности необходима толщина стенки, равная

$$s = \frac{P \cdot D_{вн}}{230\sigma_{доп} - P} + c \quad \text{мм},$$

где $D_{вн}$ - внутренний диаметр цилиндра, мм;

$\sigma_{доп}$ - допускаемое напряжение на растяжение, кГ/мм^2;

P - давление среды, кГ/см^2.

Эта формула применима при значениях $\frac{R}{r} \le 1{,}8$,она предложена ЦКТИ им. Ползунова и одобрена Госгортехнадзором.

13.4.РАСЧЕТ КРЕПЛЕНИЯ КРЫШЕК

Крепление крышек может производиться опорным способом(рисунок13. 6 а), когда прокладка располагается по обе стороны болтов (шпилек) или консольным способом, когда прокладка располагается с одной стороны болта, а края крышек образуют фланец, работающий как консоль.

Плоские крышки из хрупких материалов рассчитываются на прочность по наибольшим напряжениям с помощью формул, основанных на применении первой теории прочности.

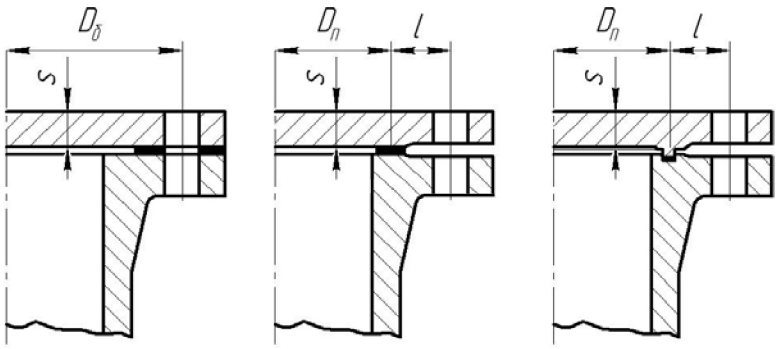


Рисунок 13.6 – Типы плоских крышек

Плоские крышки из пластичных материалов могут рассчитываться как по методу наибольших напряжений, так и по методу предельных нагрузок, так как высокие местные нагружения в них не вызывают опасений за прочность детали.

Ниже приводятся формулы, основанные на теории тонких пластин, применимые как для хрупких, так и для пластичных металлов. Коэффициент Пуассона принимают равным $\upsilon = 0{,}25$.

Для круглой плоской крышки наибольшее напряжение, создаваемое в центре, равно:

$\sigma_{нб} = 0{,}30\left(\frac{D_б}{s}\right)^2 P$ кГ/см^2 , где здесь и далее приняты следующие обозначения:

$D_б$ - диаметри окружности расположения болтов, см

s - толщина крышки, см

P - давление среды, кГ/см^2

$\sigma_{нб}$ - допускаемое напряжение на изгиб, кГ/см^2

E - модуль упругости, кГ/см^2

c - возможная добавка на коррозию и пр.факторы

Допустимая толщина определяется по формуле

$$s_{доп} = 0{,}55 D_б \sqrt{\frac{P}{\sigma_{доп}}} + c \text{ мм}$$

Наибольший прогиб в центре равен $f_{нб} = 0{,}0461 \frac{D_б^4 \cdot P}{E s^3}$, см.

Для овальной (эллиптической) плоской крышки наибольшее напряжение равно

$$\sigma_{нб} = 0{,}3(2-\alpha) P \left(\frac{b}{s}\right)^3 \text{ кГ/см}^2$$

где

$$\alpha = \frac{b}{a}$$

Здесь a – больший, b – малый диаметры эллипса по контуру расположения болтов.

Допускаемая тощина

$$s_{доп} = 0{,}67b\sqrt{(2-\alpha)\frac{P}{\sigma_{доп}}} + c \text{ см}$$

Наибольший прогиб в центре равен

$$f_{нб} = \frac{(0{,}146 - 0{,}1\alpha)Pb^4}{Es^3} \text{ , см (при } \upsilon = \frac{1}{3}).$$

Для прямоугольной плоской крышки наибольшее напряжение равно

$$\sigma_{нб} = \frac{0{,}75Pb^2}{s^2(1{,}0 + 1{,}61\alpha^3)} \text{ кГ/см}^2;$$

допустимая толщина крышки определяется по формуле

$$s_{доп} = 0{,}87b\sqrt{\frac{P}{(1+161\alpha^3)\sigma_{доп}}} + c \text{ см}$$

наибольший прогиб равен

$$f_{нб} = \frac{0{,}142Pb^4}{Es^3(1+2{,}21\alpha^3)} \text{ , см (при } \upsilon = 0{,}3),$$

где $\alpha = \frac{b}{a} \le 1$

Здесь a – длинная, b – короткая стороны по периметру расположения болтов.
Квадратная плоская крышка рассматривается как частный случай прямоугольной, у которой a=b и $\alpha = 1$.
В результате подстановки получаем следующие формулы:

наибольшее напряжение $\sigma_{нб} = 0{,}30P\left(\frac{a}{s}\right)^3$ кГ/см^2

допускаемая толщина крышки $s_{доп} = 0{,}53a\sqrt{\frac{P}{\sigma_{доп}}} + c$ см

наибольший прогиб $f_{нб} = 0{,}44\frac{Pa^4}{Es^3}$ см.

Стальные плоские крышки могут рассчитываться по методу предельных нагрузок, что дает возможность применять более экономичные, более тонкие конструкции. При этом методе расчета несущая способность крышки исчерпывается при образовании пластичного шарнира.

Для материалов, не обладающих упрочнением (наклепом), могут быть применены следующие формулы:
при круглой плоской крышке предельное давление

$$P_{пред} = 6{,}0\sigma_T\left(\frac{s}{D_б}\right)^2 \text{ , кГ/см}^2$$

допустимая толщина крышки при запасе прочности $n_T = 2{,}0$ по отношению к пределу текучести σ_T

$$s_{доп} = 0{,}58D_б\sqrt{\frac{P}{\sigma_T}} + c \text{ см;}$$

при квадратной плоской крышке предельное давление

$$P_{пред} = 6{,}6\sigma_T\left(\frac{s}{a}\right)^2 \text{ , кГ/см}^2$$

допустимая толщина плоских крышек может быть также использована формула

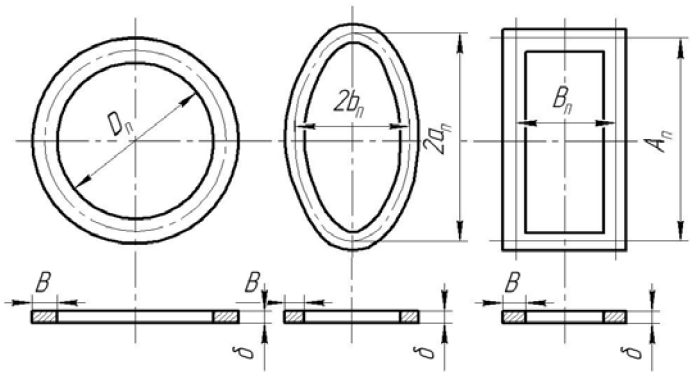


Рисунок 13.7 – Плоские неметаллические

$$s_{доп} = 0{,}55a\sqrt{\frac{P}{\sigma_T}} + c \text{ см.}$$

Для расчета плоских крышек может быть также использована формула

$$s = D\sqrt{\frac{kP}{\sigma_{доп}}} + c \text{ см,}$$

где D - расчетный диаметр, см;

P - давление, кГ/см^2;

$\sigma_{доп}$ - допускаемое напряжение при растяжении, кГ/см^2;

c - прибавка к расчетной толщине.

$D = D_б$ и $k = 0{,}162$ – для крышек типа, изображенного на рис.13.7, а;

$D = D_n$ и $k = 0{,}3 + \dfrac{1{,}4Q_p l}{Q_{ср} D}$ – для крышек, у которых болты изгибают крышку 9 (рис. 13.7 б, в);

Q_p - расчетная нагрузка на болты, кГ;

$Q_{ср}$ - усилие от давления среды, кГ;

l - расстояние от окружности болтов до окружности диаметра D_n.

13.5.РАСЧЕТ УСИЛИЯ, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ЗАТЯГА ПРОКЛАДКИ

Для работы прокладки характерны два периода.

Первый период – до подачи рабочий среды в агрегате, когда прокладка предварительно обжата между уплотняющими поверхностями с усилием, чтобы на ней отпечатался рельеф уплотняемых поверхностей и материал прокладки перестал пропускать среду через имеющиеся в ней поры и неплотности.

Второй период работы прокладки начинается с момента поступления рабочкй среды в агрегат и тогда фланцевое соединение испытывает на себе влияние колебаний давления, температуры рабочей среды, сотрясений и т.д. В этом случае6 предварительно обжатая прокладка обеспечивает плотность соединения в силу своей упругости.

13.5.1.ПЛОСКИЕ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ПРОКЛАДКИ (РИСУНОК 13.7)

При ширине ≥4 мм и толщине δ≤4 мм расчет может выполняться по следующей методике.

Для обеспечения плотности соединения прокладка должна быть предварительно обжата на месте ее установки с усилием $Q_{об} = LBq_0 \cdot K_{ср}$, где

L – длина периметра прокладки по средней линии: для круглой прокладки $L = 3{,}14D_n$, см; для овальной прокладки $L = 3{,}14\sqrt{2(a_n^2 + b_n^2)}$ см; для прямоугольной прокладки $L = 2(A_n + B_n)$ см;

B – ширина прокладки, см;

$K_{ср}$ - коэффициент формы, учитывающий наличие бородок, пересекающих поверхность уплотнителя, неравномерность деформации фланцев, а, следовательно, и неравномерность деформации прокладок фланца; рекомендуется принимать: для круглого фланца $K_{ср} = 1{,}0$, для овального $K_{ср} = 1{,}2$, для прямоугольного $K_{ср} = 1{,}3$;

q_0 - удельное давление на прокладке, необходимое для создания плотности, зависящее от материала прокладки, ее ширины и толщины.

Для резины мягкой – $q_0 = 20$ кГ/см^2

Для резины средней твердости – $q_0 = 40$ кГ/см^2

Для пластиката – $q_0 = 40$ кГ/см^2

Для листового фторопласта – δ=2 мм $q_0 = 100$ кГ/см^2

Фторопластовые прокладки из пленочных материалов допускают меньшие значения q_0.

Для обеспечения плотности в рабочих условиях (при воздействии рабочей среды) реакция прокладки должна сохранять значения

$$R_n = LBq_p, \text{ где}$$

q_p - необходимое удельное давление на прокладку в рабочих условиях при воздействии рабочей среды и зависящее от материала прокладки, ее ширины и толщины:

$$q_p = \frac{mP_{раб}}{\sqrt{B_\delta}} \text{ кГ/см}^2$$

где В – ширина прокладки, см

δ – толщина прокладки, мм

$P_{раб}$ - рабочее давление, кГ/см^2

m – коэффициент уплотнения, равный m=2,5 для фторопласта

При возникновении усилия $Q_{ср}$, действующего в направлении разуплотнения реакция прокладки уменьшается на величину $(1-n)Q_{ср}$, поэтому чтобы сохранить необходимое значение R_n в рабочих условиях требуется усилие затяга равное $Q_{об} = LBq_p \cdot K_{ср} + (1-n)Q_{ср}$.

Для фланцев с прокладкой из фторопласта η=0,05; из пластиката η=0,9; из мягкой резины η=0,95. При плоских металлических прокладках η=0.

Усилие от давления среды

$Q_{ср} = F_{ср} \cdot P_{раб}$, где $F_{ср}$- площадь, на которую действует рабочая среда

$F_{ср}$ равна:

для круглой прокладки - $F_{ср} = 0{,}785 D_n^2$

для овальной прокладки - $F_{ср} = 3{,}14 \cdot a_n \cdot b_n$

для прямоугольной прокладки - $F_{ср} = A_n \cdot B_n$

Необходимое усилие затяга прокладки Q_n находится из двух величин $Q_{об}$ и Q_p, оно должно быть большей величиной из них.

Поскольку прочность материала мягких прокладок мала, решающее значение имеет сила трения. Для сохранения прокладки должно иметь место неравенство

$$\pi(D_n - B)\delta P \le 2\pi D_n B q \mu, \text{ где}$$

q – удельное давление на прокладку, кГ/см^2

μ – коэффициент трения (для резины μ=0,5÷0,6)

13.5.2.ПЛОСКИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ПРОКЛАДКИ (РИСУНОК 13.7)

Прокладка должна быть предварительно обжата на месте ее установления с усилием

$$Q_{об} = 3{,}14 D_n B q_0 \cdot K_t, \text{ где}$$

D_n - средний диаметр, см;

В – ширина прокладки, см;

K_t - коэффициент, учитывающий температуру фланцевого соединения (при t≤400°С, $K_t = 1$);

q_0 - удельное давление на прокладке.

Удельное давление определяется по формуле

$$q_0 = q_y \cdot C$$

Рекомендуется принимать следующее значение q_y для материалов:

мягкий алюминий - $q_y = 300$ кГ/см^2; мягкая медь или латунь $q_y = 450$ кГ/см^2; мягкая сталь или железо $q_y = 700$ кГ/см^2; сталь Х18Н10Т - $q_y = 900$ кГ/см^2.

Коэффициент С для металлических прокладок определяется по формуле

$$C = 1 + 0{,}15\sqrt{\frac{D_n}{20}}$$

В рабочих условиях (при воздействии рабочей среды) требуется обеспечить усилие затяга, равное

$$Q_p = 3{,}14 D_n B q_p + Q_{cp}, \text{ где } q_р = \frac{mP}{\sqrt{B}}, \text{ кГ/см}^2$$

Рекомендуется принимать следующие значения m для материалов: мягкий алюминий m=4; мягкая медь или латунь m=5; мягкая сталь или железо m=6; сталь Х18Н9Т m=7. Для прокладок из свинца $q_р = 70$, кГ/см^2



Рисунок 13.8 – Расчетная схема

Во избежание чрезмерной деформации прокладки в соединениях незащищенного типа желательно обеспечивать условие $q_р \le \sigma_T$, в соединениях закрытого типа (шип-паз) - $q_р \le \sigma_в$ (растяж.)

Необходимое усилие затяга прокладки $Q_н$ представляет собой наибольшую из двух величин $Q_{об}$ и $Q_р$.

Металлические прокладки целесообразно применять при высоких давлениях и температурах.

Так алюминиевые прокладки применяются при t≤430°С до $P_{раб}$=250 кГ/см^2, если рабочей средой является воздух и до $P_{раб}$=400 кГ/см^2, если рабочей средой являются жидкости. Прокладки из меди используются для давлений $P_{раб}$=300…900 кГ/см^2 при температуре до 250…300°С. Для более высоких давлений и температур применяют стальные прокладки.

В случае использования гребенчатых прокладок усилия ,требуемые для обеспечения надежной герметизации стыка могут быть существенно снижены.

13.6.РАСЧЕТ ШТОКОВ, ВАЛОВ, ШПИНДЕЛЕЙ НА ПРОДОЛЬНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ

При нагружении так называемых длинных штоков, валов, шпинделей осевой нагрузкой от взаимодействия привода необходимо производить их проверку на продольную устойчивость. Чаще всего в конструкциях агрегатов встречается следующая схема нагружения (см. рисунок 13.8).

Если проследить за поведением штока, вала, шпинделя при возрастании действующей нагрузки, то можно обнаружить, что до тех пор, пока нагрузка не будет достигать величины критической нагрузки $Q_{кр}(\lambda)$ при соответствующей длине l и диаметре d шток, вал, шпиндель будет находиться в устойчивом состоянии. Когда нагрузка превысит $Q_{кр}(\lambda)$ шток, вал, шпиндель начнет изгибаться и получит прогиб на величину, допускаемую зазором с сопрягаемой деталью, и упрется в своей средней части в стенку сопрягаемой детали.

Основной расчетной формулой для определения устойчивости длинных стержней является формула Эйлера: $Q_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot EJ}{(\mu l)^2}$,

где $Q_{кр}$ - критическая нагрузка стержня, кг;

E - модуль упругости материала стержня, кг/м^2;

J - момент инерции стрежня, см;

μ - коэффициент длины, зависящий от характера зацепления.

Для случая шарнирного закрепления стержня μ=1; при одном свободном и другом закрепленном конце μ=2; при обоих закрепленных концах μ=0,5

В расчетах на продольную устойчивость, большое значение имеет величина гибкости стрежня λ, которая определенности по формуле

$\lambda = \frac{\mu l}{i}$, где i - радиус инерции для круглого сечения $i = \frac{d}{4}$

Формула Эйлера применима лишь при условии, что нагружение в стрежне в момент потери устойчивости не превосходит предела пропорциональности, т.е. $\sigma_k \le \sigma_n$, но $\sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$, тогда $\frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \le \sigma_n$, следовательно, $\lambda_n = \pi\sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}$.

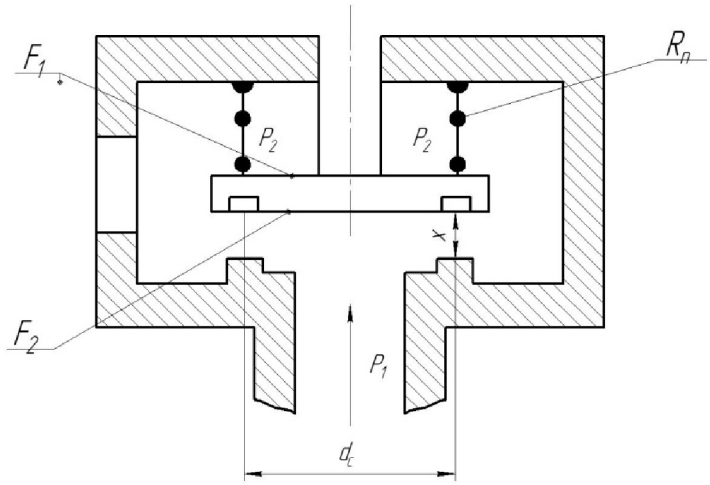
Необходимо для той марки из которой изготавливается шток, вал, шлицы с учетом влияния температуры на характеристики материала ($\sigma_в, \sigma_n$) определить соотношение между λ и λ_n и если соблюдается соотношение $\lambda > \lambda_n$, то можно пользоваться формулой Эйлера.

Для коротких стержней, у которых λ<30, расчет на продольную устойчивость не производится. Предельной нагрузкой является величина, которая вызывает напряжения, равные пределу текучести.

Определив $Q_{кр}$ и сравнив ее с усилием развиваемым приводом, определяется условие потери продольной устойчивости

$Q_{кр} > Q_{привода}$

При проектировании агрегата конструктор обязан провести все необходимые расчеты по сечениям всех нагруженных деталей, их элементов на растяжение, сжатие, срез, кручение и определить запасы прочности с учетом влияния рабочей и окружающей температур для исключения разрушения деталей. Методика расчета по элементам деталей можно найти в справочной литературе.



13.7.РАСЧЕТ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОСНОВНОЙ ОРГАН АГРЕГАТА

При проектировании изделия конструктор должен выполнять статический расчет усилий, действующих на основной орган изделия (клапан, затвор, золотник, система связанных с ним подвижных деталей).

При выполнении расчета конструктор должен на основании анализа технического задания и принципиальной схемы разработать расчетную схему изделия, выявив при этом все возможные усилия.

Рассмотрим пример составления уравнения равновесия основного органа на простом примере(рисунок13.9)

Для рассматриваемой расчетной схемы уравнение равновесия регулирующего органа записывается в виде

$$P_1F_1 - P_2F_2 + R_n - J_x \pm F_{mp} + R_\Gamma + R_p = 0$$

где P_1P_2 - давление рабочей среды соответственно до и после дросселирующего сечения.

F_1F_2 - площадь клапана, находящаяся соответственно под действием давления P_1 и P_2

R_Γ - условие герметизации.

$\mathrm{R}_{\mathrm{n}_0} = R_n + R_\Gamma$ - усилие предварительной затяжки пружины.

J – жесткость пружины.

X – высота подъема клапана над седлом.

F_{mp} - силы трения в сопряжениях основного органа с неподвижными деталями изделия.

R_P - реактивная сила потока (в пневмоагрегатах при малых расходах величиной этой силы можно пренебречь.)

13.7.1.ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ ПРУЖИНЫ

Усилие предварительной затяжки пружины определяется из уравнения

$$P_1F_1 - P_2F_2 + R_n - J_x \pm F_{mp} + R_\Gamma + R_p = 0$$

при условии, что клапан подходит к седлу (т.е. X=0)

$$R_{na} = P_{2p}F_2 - P_{1p}F_1 + R_\Gamma \pm F_{mp} - R_p$$

где P_{2p} - настроечное давление рабочей среды за дросселирующим сечением.

P_{1p} - регулировочное давление рабочей среды.

Регулировочное давление рабочей среды задается в технических условиях (давление открытия или закрытия или закрытия клапана), либо принимается равным среднему значению давления на входе в изделие

$$P_{1p} = \frac{P_{1\max} + P_{1\min}}{2}$$

13.7.2.РАСЧЕТ УСИЛИЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ

Усилие герметизации – дополнительное усилие, реализующееся путем увеличения предварительной затяжки пружины, с целью уменьшения перетечек в запорной паре клапан-седло.

Величина этого усилия может быть рассчитана по формуле

$$R_\Gamma = \mathrm{q_K} \cdot S_K$$

где $\mathrm{q_K}$ - удельное давление герметизации

S_K - площадь контакта клапана с седлом.

Величина удельного давления герметизации при уплотнении резиной должна быть не менее 14 кгс/см^2 и при уплотнении фторопластом-4 не менее 110 кгс/см^2 , для дифлона не менее 300 кгс/см^2.

Площадь контакта клапана с седлом определяется

$$S_K = \pi d_c \cdot l$$

где d_c - средний диаметр контактной площадки

l - ширина контактной площадки клапана с седлом.

В различной технической литературе

Рисунок 13.9 – Расчетная схема изделия

даются различные формулы для определения q_K, полученные для различных конструкций КУ с использованием экспериментальных данных. В табл. 13.1 приведены некоторые из них.

13.7.3. РАСЧЕТ СИЛ ТРЕНИЯ В ПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

В общем случае в сопряжениях основного органа с неподвижными элементами изделия реализуются силы сухого и вязкого трения, величина и направление которых определяются величиной и направлением скорости(рис13.10)

$$F_{тр} = \mathrm{F_{ст}} + \mathrm{F_{b.т.}}$$

$$\mathrm{F_{ст}} = F_c - sign\left(\frac{dx}{dt}\right)$$

$$\mathrm{F_{b.т.}} = c_{\mathrm{bт}} \frac{\mathrm{dx}}{\mathrm{dt}}$$

где $\mathrm{F_{ст}}$ - силы сухого трения

$\mathrm{F_{bт}}$ - силы вязкого трения

$\mathrm{c_{b.т.}}$ - коэффициент вязкого трения

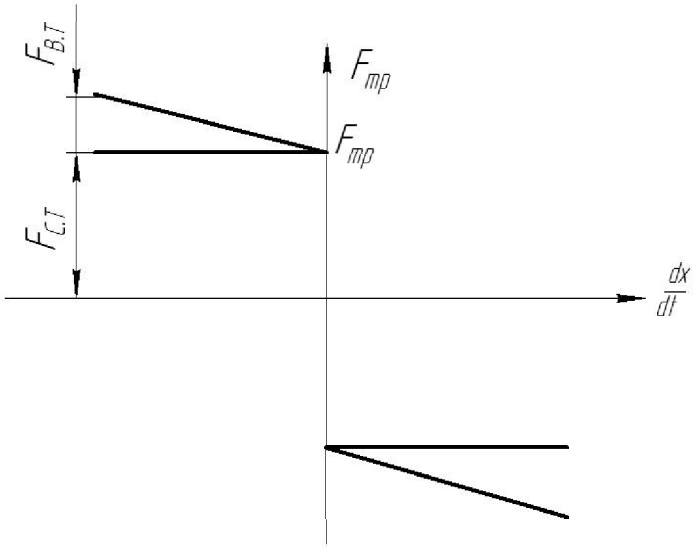


Рисунок 13.10 – Зависимость силы трения от скорости

Таблица 13.1 - Расчетно-эмперические формулы для определения q_y для клапанных уплотнений.

№ № п. п.	Формула	Условные обозначения	Примечание
1	2	3	4
1.	$q_y = K_1 \frac{c + K_2 P}{\sqrt{b}}$ |5|	c и K_2 - коэффициенты, зависящие от материала K_1 -коэффициент, зависящий от среды b – ширина контакта P – давление герметизации	Рекомендована для плоских уплотнений $K_1 = 1{,}4$ (для воздуха; c=35 (для стали), $K_2 = 1...2{,}5$; $K_1 = 2{,}0$ (для водорода, гелия, бензина)
2.	$q_y = \frac{2{,}4 + 0{,}48P}{b^{1,5}}$ |6|	P – рабочее давление b – ширина уплотнителя	Рекомендована для воздуха при P≤2,5 МПа
3.	$q_y = 1{,}4\frac{4{,}8P^{0,33}}{b^{1,5}}$ |6|	P – рабочее давление b – ширина уплотнителя	Рекомендована для воздуха при 2,5<P≤16 МПа
4.	$q_y = \frac{F_k \cdot m \cdot (2p + 300)}{100 \cdot \pi d_k}$ |7|	P – рабочее давление F_k - площадь контакта седла с уплотнителем d_k - диаметр по вершине седла m – коэффициент, зависящий от рабочей среды	Рекомендована для КУ с уплотнителем на основе фторопласта, причем угол при вершине седла 60°, а радиус вершины R=0,2 мм, m=1,5…3
5.		q_{l_0} - погонная нагрузка соответствующая минимально необходимому заглубление седла в уплотнитель $P_{Г\max}$ - максимально герметизируемое давление	Рекомендовано для КУ на основе резин. Коэффициенты K, K_1, K_2 необходимо определять экспериментально для каждой марки резин. Для резины ИРП2043: q_{l_0}=0,55 н/мм; K =1,0; K_1=0,28; K_2=22,5
		K, K_1, K_2 - коэффициенты, определяемые экспериментально	Для резины ИРП1375: q_{l_0}=0,55 н/мм; K =1,36; K_1=0,25; K_2=14,322,5

1	2	3	4
6.	$q_y = 70\,p^{0,25}$ мн/м^2	P – рабочее давление	Рекомендована для КУ на основе поликарбоната при работе в среде жидкого азота
7.	$q_y = (40 + 0{,}22\,p)c$	P – рабочее давление c – коэффициент, зависящий от толщины полимерной пленки	Рекомендована для КУ с нанесением на уплотнительную поверхность тонкого полимерного слоя, при З>2,0 МПа
8.	$q_y = 0{,}96 \cdot D_c^{0,232} \cdot p^{1,146} \cdot \pi^{-0,026} \cdot b^{0,638}$	D_c - диаметр проходного сечения P – давление воздуха, МПа T – температура b – ширина седла	Рекомендована для КУ на основе фторопласта с седлом прямоугольного сечения
9.	$q_y = 16{,}004 \cdot D_c^{0,129} \cdot p^{0,045} \cdot T^{-0,315}$		Рекомендована для КУ на основе фторопласта с седлом треугольного сечения с углом при вершине 90°
10.	$q_y = \dfrac{c + KP^n}{b^{1,5}}$ |5|	C, K, n – константы, зависящие от давления P	
11.	$q_y = (a + cp + mp^2 + np^3)K_э$ |8|	a, c, m, n – константы $K_э = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5$	K_1 - определяет влияние шероховатости: для шероховатости 0,16- K_1=1; для шероховатости 0,32- K_1=1,2; для 0,08- K_1=0,8; K_2 - определяет влияние неплоскосности : для $D_4 \le 100$ мм K_2=1; K_3 - определяет влияние физических свойств среды; K_4 - определяет влияние температуры: при 10°С- K_4=1, для других температур требуется получение достоверных данных; K_5 - коэффициент, определяющий ответственность агрегата, K_5=1,2…1,8

При расчете статического равновесия клапана ($\frac{dx}{dt} = 0$) необходимо учитывать лишь силы сухого трения ($F_{br} = 0$). Наиболее точно их величину можно определить в результате эксперимента: либо непосредственным измерением, либо путем обработки экспериментальных статических характеристик по зависимости:

$$F_{с.т.} = \frac{S}{2(P_{1\max} + P_{1\min})} F,$$

где S – площадь петли гистерезиса, образованная статической характеристикой в заданном диапазоне входных давлений(рис13ю11)

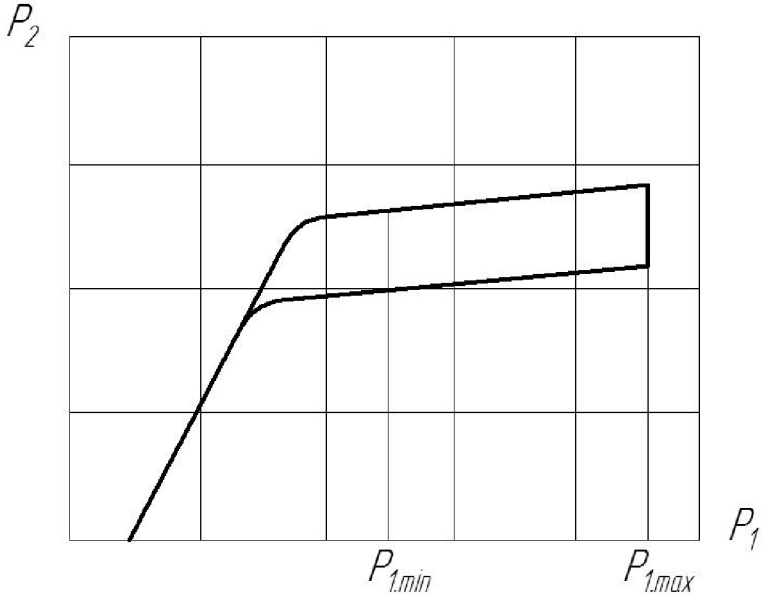


Рисунок 13.11 – Экспериментальная статическая характеристика изделия

Определение сил трения в резиновом уплотнительном кольце круглого сечения

Силы трения в резиновом уплотнительном кольце круглого сечения обуславливаются контактным давлением, вызванным предварительным поджатием кольца при монтаже его в канавку, и давлением рабочей среды.

Величина сил трения определяется зависимостью

$F_{тр} = fP_2\pi Dl$

где f - коэффициент трения в уплотнении

D – диаметр уплотняемой поверхности

l – ширина уплотняемой поверхности

P_2 - среднее радиальное давление, возникающее в месте контакта

$P_K = \varphi \cdot P_2$

P_K - контактное давление, возникающее за счет предварительного натяга уплотнителя при сборке

φ - коэффициент передачи давления.

Для мягких резин, у которых твердость по прибору ТИР меньше 50 усл.ед.

$$\varphi = \begin{cases} 1 & \text{при } P_2 \geq 50 \text{ кгс/см}^2 \\ 0{,}9 & \text{при } P_2 < 50 \text{ кгс/см}^2 \end{cases}$$

Для твердых резин (твердость по ТИР 75-88 усл.ед)

$$\varphi = \begin{cases} 1 & \text{при } P_2 \geq 100 \text{ кгс/см}^2 \\ 0{,}9 & \end{cases}$$

при P_2<100 кгс/см^2

Для резинового кольца круглого сечения ширина контактной поверхности в случае, если относительное обжатие кольца (W) составляет не более 30%, определяется

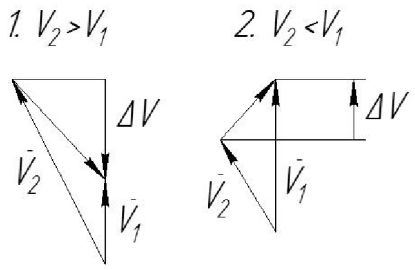
$l = 0{,}03dW$

где d - диаметр кольца.

Средняя величина контактного давления при относительном обжатии кольца (W) не более 30% определяется зависимостью

$P_K = 0{,}0125WE$

где E - равновесный модуль упругости при температуре 20°С.



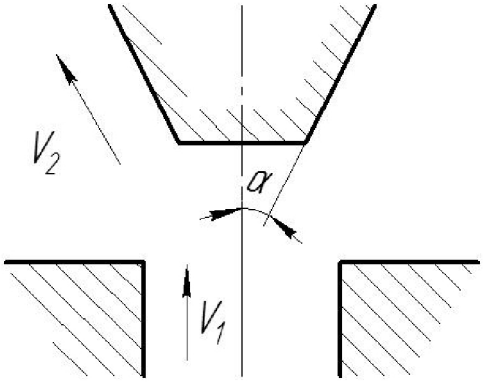
Для резин в зависимости от твердости модуль упругости изменяется в широких пределах (15÷210 кгс/см^2). При расчете P_K можно принимать Е=100 кгс/см^2.

Во время эксплуатации контактное давление уменьшается вследствие понижения температуры и вследствие старения. В диапазоне температур от -60°С до +60°С величина контактного давления изменяется по следующей зависимости

$P_{Kt} = P_K(1+\alpha t)$

где t - температура, °С

α - температурный коэффициент, значение которого меняется в процессе старения, 1/°С (начальное значение α =0,05…0,09).



Величина трения в уплотнительном кольце зависит от большого числа факторов, таких как материал резины и уплотняемой поверхности, величина контактного давления, смазка, давление и температура рабочей среды.

При расчете сил трения в уплотнительном кольце коэффициент трения принимать:

1. В случае непродолжительной остановки при смазке f =0,3÷0,6
2. При продолжительной остановке и в случае отсутствия смазки f =0,8÷1,2.

13.7.4.РАСЧЕТ РЕАКТИВНОЙ СИЛЫ ПОТОКА

При проектировании гидравлических агрегатов необходимо рассчитывать гидродинамические силы, возникающие в результате воздействия давления потока на поверхность клапана, расположенную под углом к направлению потока.

Воздействие струи на клапан определяется разностью секундного количества движения на входе и выходе дросселирующего сечения

$R_P = \rho Q(V_1 - V_2\cos\alpha)$

где ρ - плотность жидкости

Q - секундный расход жидкости

V_1, V_2 - соответственно секундная скорость в подводящем канале и в дросселирующем сечении

$$V_1 = \frac{Q}{S_1} \;;\; V_2 = \frac{Q}{\mu S_2}$$

где μ – коэффициент расхода жидкости в дросселирующем сечении,

S_1, S_2 - соответственно площадь подводящего канала и дросселирующего сечения.

Направление реактивной силы зависит от соотношения скоростей:

1. При $V_2\cos\alpha > V_1$ – реактивная сила поджимает клапан к седлу.

2. При $V_2 \cos\alpha < V_1$ – реактивная сила открывает клапан от седла.

13.8.ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

На расход жидкости в трубопроводе влияют: длина трубопровода, его диаметр, а также коэффициент сопротивления.

Выражение для определения расхода жидкости имеет вид: |2|

$Q = \frac{\Delta P \pi d^4 g}{128 \upsilon L \gamma}$, где

ΔP - потери напора при движении жидкости в трубе, м вод. ст. или кг/м^2;

d – диаметр трубы, м;

L – длина участка трубы, м;

υ - кинематическая вязкость, м^2/сек; см^2/сек;

γ - вес единицы объема жидкости, кг/м^3.

При ламинарном движении потери напора в трубе круглого сечения пропорциональны первой степени скорости и определяются следующим уравнением [3]:

$h = 32 \frac{\upsilon L \vartheta}{g D^2}$, где ϑ - средняя скорость движения жидкости в трубе, м/сек

или эту формулу можно преобразовать, и тогда хорошо видно зависимость от числа Рейнольдса $h = \lambda \frac{L \vartheta^2}{D 2g}$, где $\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$

При турбулентном движении потери напора в трубах любого поперечного сечения и зазорах вычисляют по общей формуле:

$h = \lambda \frac{L \vartheta^2}{D 2g}$, где $\lambda = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$

В общем, коэффициент трения является функцией числа Рейнольдса и шероховатости стенок трубы или зазора.

Более полное представление об изменении λ в широкой области чисел Re и значительной шероховатости даст приводимая на рисунке 13.12 диаграмма стантона.

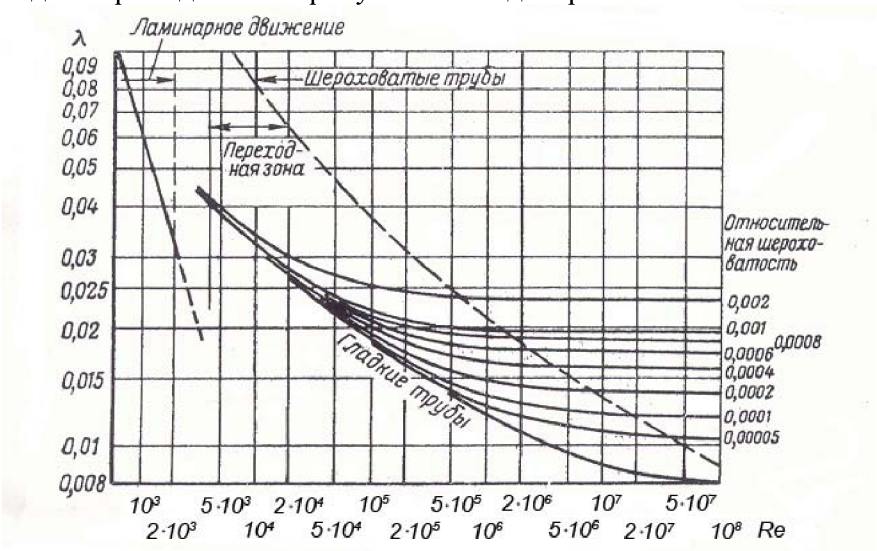


Рисунок 13.12 – Зависимость коэффициента трения в трубах от числа Re и относительной шероховатости стенки трубы

Таким образом, в общем случае ход потерь в трубопроводе ведут в следующей последовательности:

– определяют коэффициент кинематической вязкости жидкости (υ);

– вычисляют число (Re) Рейнольдса потока;
– определяют относительную шероховатость стенок трубы;
– определяют коэффициент трения (по графику, рисунок 8 или по формуле Блазиуса $\lambda = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0,25}$);
– вычисляют потери напора по формуле: $h = \lambda \dfrac{L\vartheta^2}{D2g}$.

Латунные и медные трубы следует принимать гладкими на всем диапазоне чисел Рейнольдса. Относительную шероховатость вычисляют только для стальных труб, для которых абсолютную шероховатость можно принять равной 0,12 мм.

Местные сопротивления

Одним из важных показателей совершенства агрегата является потери напора при прохождении рабочей среды. Потери напора h при местных сопротивлениях подсчитывают по общей формуле:

$h = \xi \dfrac{L\vartheta^2}{2g}$, где

ξ - коэффициент сопротивления, являющийся для заданного местного сопротивления функцией числа Рейнольдса и только в закритической области таковых (зона турбулентности автомодельности) не зависящей от него;

ϑ - средняя скорость потока, на которой находится местное сопротивление.

Величина коэффициента сопротивления ξ, характеризующая сопротивление данного агрегата протеканию через него жидкости зависит от размера агрегата, его конструкции и конфигурации внутренних полостей, определяющих прямолинейность потока, постоянство сечения и т.д. Коэффициент сопротивления ξ определяется и рассчитывается для каждой конструкции.

С определенной степенью точности можно считать, что каждый из агрегатов представляет собой систему последовательно установленных элементов, создающих сопротивление (поворот струи, расширение, сужение, сповы, поворот и т.п.), поэтому потеря напора в агрегате будет примерно равна сумме потерь напора в каждом из элементов. Общий коэффициент сопротивления агрегата приближенно может рассматривать как сумму коэффициентов сопротивления отдельных элементов, т.е.

$\xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \ldots + \xi_i$, где

$\xi_1, \xi_2, \xi_3 \ldots$ - коэффициенты сопротивлений элементов агрегата, отнесенные к одной и той же скорости среды.

Следует иметь в виду, что изменение сопротивления одного из элементов, системы изменить или перераспределить сопротивление в системе, т.е. здесь имеет место взаимозависимости участков потока.

Для оценки влияния составляющих элементов на сопротивление агрегата приводятся данные о сопротивлении наиболее часто встречающихся элементов агрегата в зависимости от их формы и соотношения размеров |4|. При расчете необходимо значения ξ относить именно к тем сечениями скоростям, относительно которых они получены. Применение ξ к другим скоростям, в других сечениях может привести к серьезным ошибкам.

Приведем значения ξ для некоторых наиболее распространенных местных сопротивлений. Для внезапного расширения трубопровода (рисунок 13.13) потеря напора

при больших числах Re (Re>10000) выражается формулой $h = \frac{(\vartheta_1 - \vartheta_2)^2}{2g}$ и, следовательно, коэффициент сопротивления ξ, отнесенный к скорости ϑ_2 будет равен:

$$\xi = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2$$

При внезапном сужении (рисунок 13.14) потеря напора равна $h = \xi \frac{L\vartheta_2^2}{2g}$, где коэффициент сопротивления $\xi = 0{,}5\left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)$

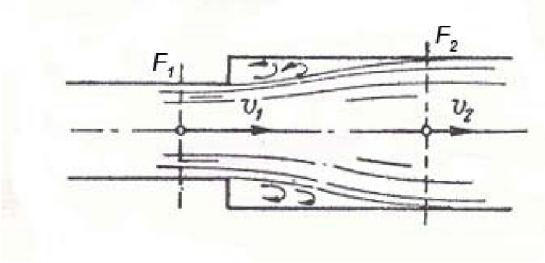


Рисунок 13.13 – Внезапное расширение потока

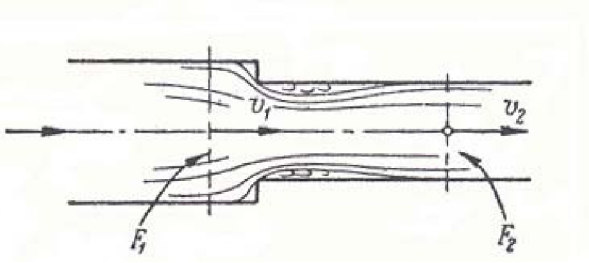


Рисунок 13.14 – Внезапное сужение потока

Для других местных сопротивлений, встречаемых в авиационных гидросистемах, коэффициенты ξ приведены в |4|, некоторые величины ξ см. ниже:

шариковый клапан ξ =10;

конический клапан ξ =5;

обратный клапан ξ =2,5;

стандартный угольник (90°) ξ =1,25.

Сопло-заслонка

В электрогидравлических двухступенчатых первоклапанах в качестве первой ступени усиления применяют конструктивно простое, но надежное устройство, независимое сопло-заслонка. Для расчета сопло-заслонка необходимо знать гидравлические характеристики.

Ниже приведены некоторые из таких характеристик для конструкции, показанной на рисунке 13.15. Диаметр соплового отверстия равен d=0,5 мм, диаметр заслонки d=25,4 мм. Такой относительно большой размер заслонки обеспечивает отклонение потока, вытекающего из сопла, на 90°. Сопло-заслонку испытывали на установке, схема которой показана на рисунке 15 и на жидкости с плотностью $\rho = 8 \cdot 10^{-5}$ кг сек^2/м^4 и абсолютной вязкостью $\mu = 1{,}35 \cdot 10^{-6}$ кг см/м^2. Перемещение заслонки осуществляли микрометрическим винтом через датчик и измеряли микроскопом. Предсопловое дроссельное отверстие выполнялось трех различных диаметров: 0,165; 0,1 и 0,05 мм с фильтрами 0,5 мк, 10 мк и без фильтра. Подводимое давление 70-210 кг/см^2 поддерживали в процессе опыта постоянным. В результате эксперимента получена зависимость коэффициента расхода μ в выходной щели сопла от числа Рейнольдса (рисунок 13.16).

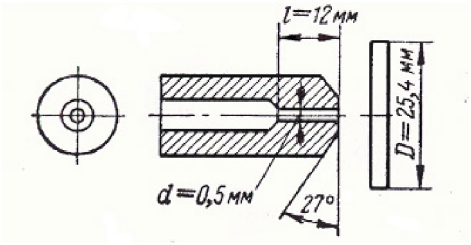


Рисунок 13.15 – Сопло-заслонка

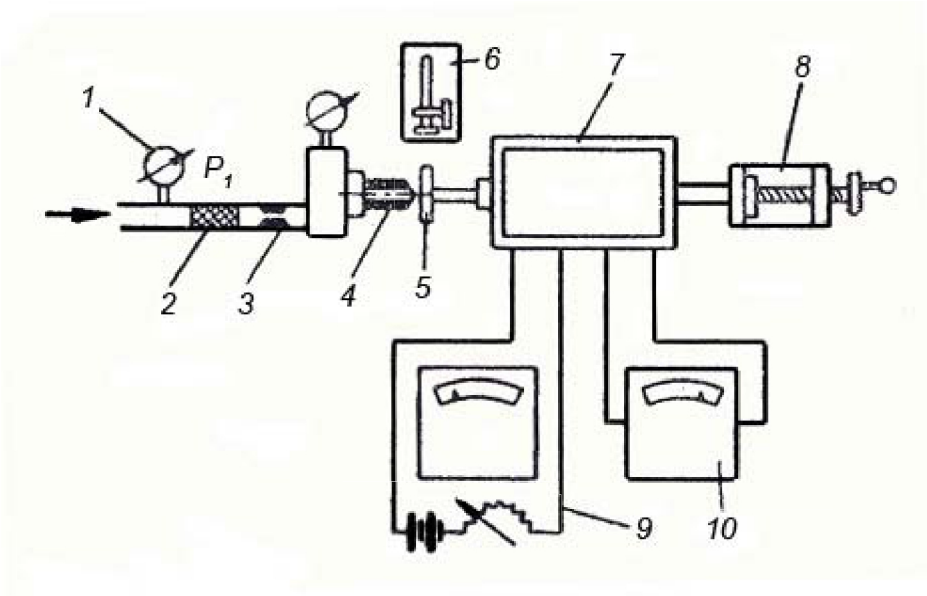


Рисунок 13.16 – Установка для испытания сопло-заслонки:
1 – манометры, 2 – фильтр, предсопловое дроссельное отверстие, 4 – сопло,
5 – заслонка, 6 – микроскоп для измерения перемещения заслонки,
7 – датчик усилия, 8 – микрометрический винт, 9 – вольтметр, 10 – реостат

Коэффициент расхода μ определяют из общего выражения для расхода:

$Q = \mu \pi d x \sqrt{2g \frac{p_c}{\gamma}}$, а число Рейнольдса подсчитывают через гидравлический диаметр

$$\mathrm{Re} = \frac{\vartheta 2x}{\upsilon}, \text{ где}$$

ϑ - средняя скорость, определяемая отношением

$$\vartheta = \frac{Q}{\pi d x}.$$

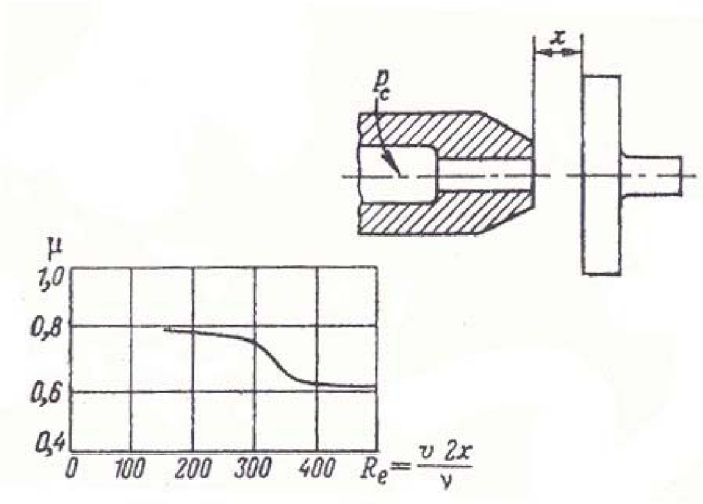


Рисунок13. 17 – Коэффициент расхода сопло-заслонки

Влияние расстояния x заслонки от входного отверстия сопла на давление p_c в сопловой камере показано на рисунке 18, на котором для сравнения дана пунктиром теоретическая кривая, построенная по уравнению

$$\frac{p_c}{p_1} = \frac{1}{1 + k\left(\frac{x}{d}\right)^2},$$

где $k = 16\left(\frac{\mu_c}{\mu_0}\right)^2 \left(\frac{d}{d_0}\right)^4$;

здесь μ_0 - коэффициент расхода предсоплового дросселя ($\mu_0 \approx 0{,}85$).

Зависимость усилия P на заслонке от давления p_c в сопловой камере и от расстояния x заслонки от выходной кромки сопла показана на рисунках 19 и 20.

Подводимое давление p_1, величина диаметра заслонки, а также диаметра дроссельного предсоплового отверстия не оказывают влияния на зависимость усилия p от p_c и x.

Если построить ряд кривых $P = f(x)$ для разных начальных значений зазора x, получим график, показанный на рисунке 21 для односопловой конструкции, и на рисунке 22 – для двухсопловой. Линейная характеристика имеет место в том случае, когда начальная установочная площадь щели равна площади поперечного сечения дроссельного предсоплового отверстия, т.е. когда $x_{0(уст)} = \frac{d_0^2}{4d}$, где d_0 - диаметр подсоплового отверстия.

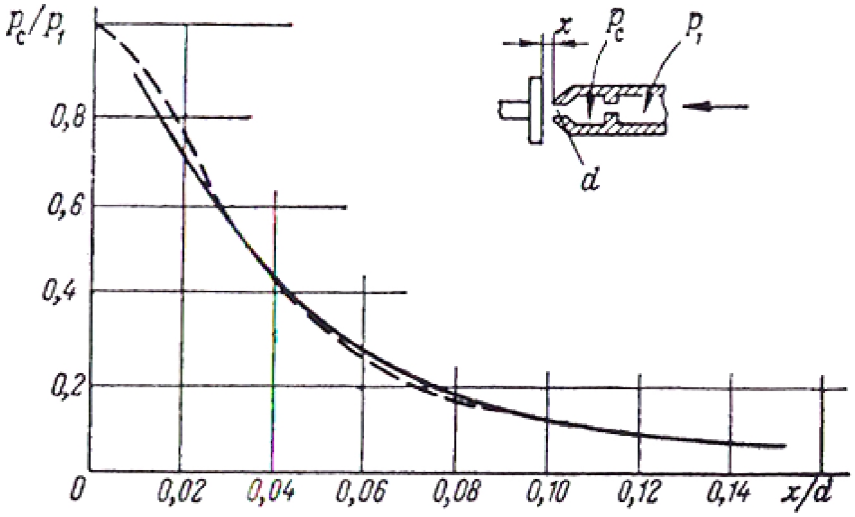


Рисунок 13.18 – Давление в сопловой камере как функция расстояния заслонки от кромки сопла

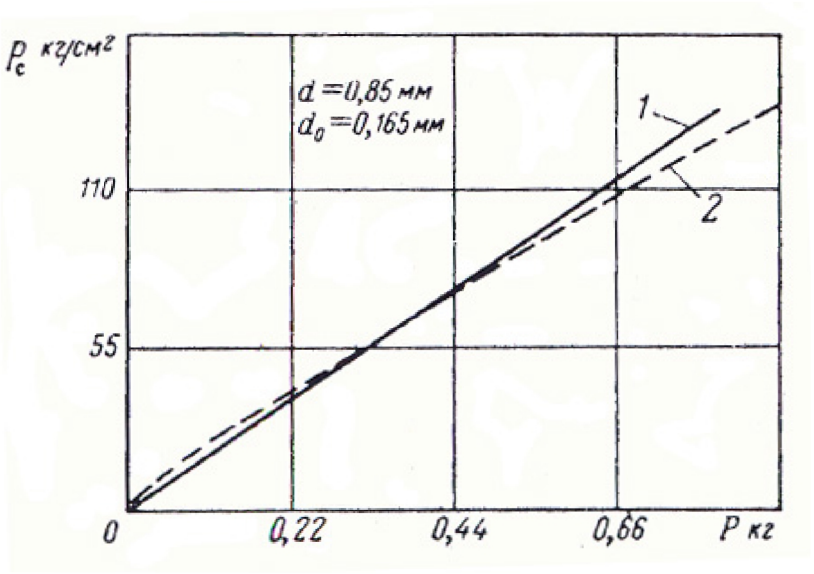


Рисунок 13.19 – Усилие на заслонке:
1 – расчетная кривая, 2 – экспериментальная кривая

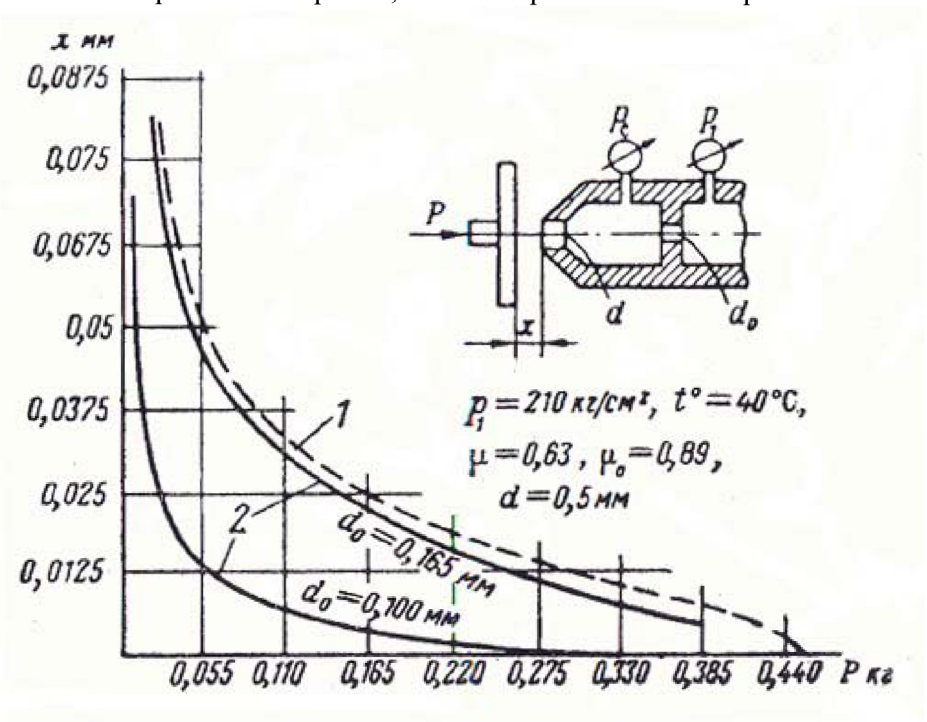


Рисунок 13.20 – Усилие на заслонке:
1 – расчетная кривая, 2 – экспериментальная кривая

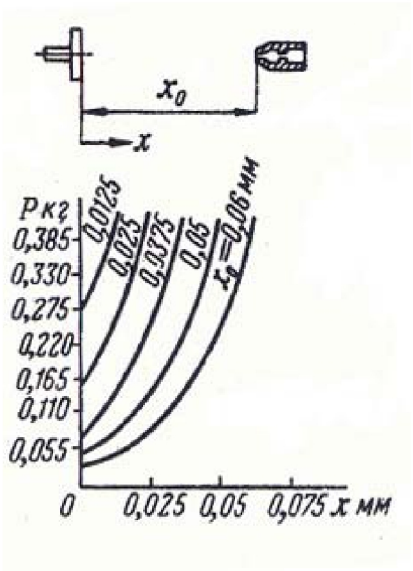


Рисунок 13.21 – Усилие на заслонке односопловой конструкции при различных установочных зазорах

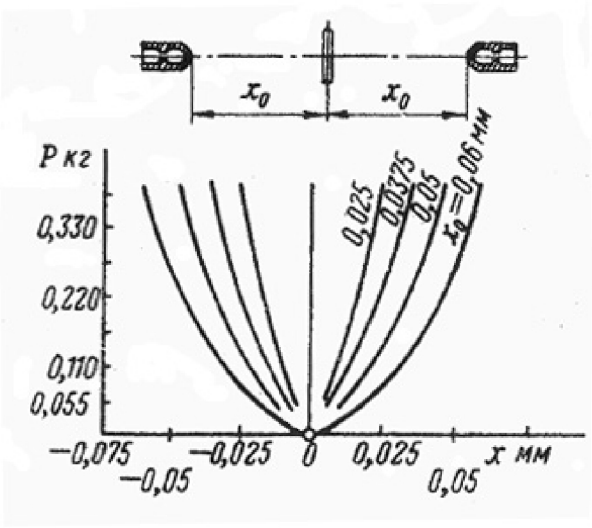
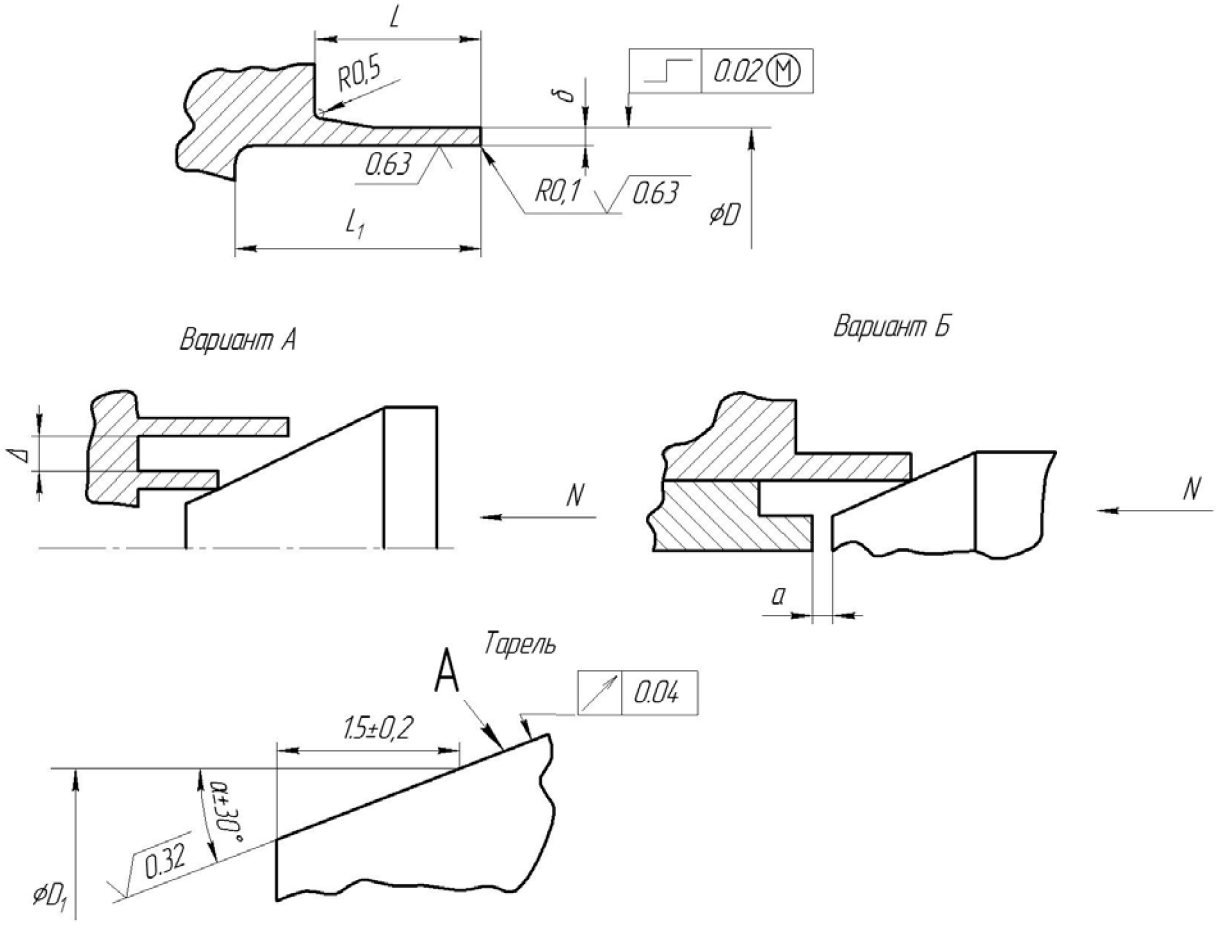


Рисунок 13.22 – Усилие на заслонке двухсопловой конструкции при различных установочных зазорах

13.9.РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ И РАСЧЕТУ КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ С УПРУГИМ СЕДЛОМ



Поверхность А выгладить алмазом по ОСТ 92-1547-70.

$\varnothing D_1$ - свободный диаметр. $D_1 = D - 2\delta$.

Расчетные формулы

1. $\delta \geq \frac{1{,}5 \cdot P \cdot R}{\sigma_T}$

2. $\Delta \max = \frac{\sigma_T \cdot R}{1{,}5E}$

3. $\lambda \geq \frac{2\sqrt{R \cdot \delta}}{1{,}285}$ $\lambda_1 > \lambda$

4. $N = 2{,}41 \frac{\Delta \cdot E \cdot \delta \sqrt{R \cdot \delta}}{R} \cdot tg\alpha$ $R = \frac{D}{2}$

5. $a = \frac{\Delta \max}{tg\alpha}$

где P – рабочее давление;

σ_T - напряжение текучести

E – модуль упругости материала седла

N – минимальное усилие, необходимое для герметизации

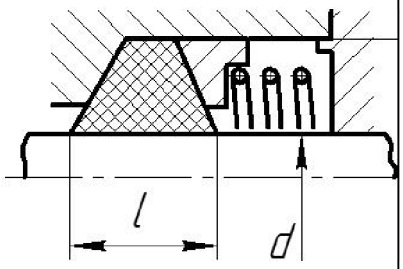
Рекомендуемые пары металла приведены в табл. 13.2

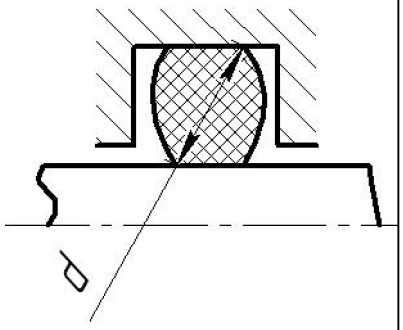
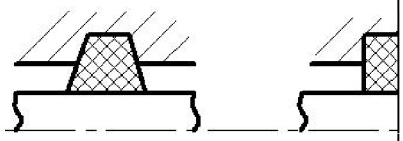
Таблица 13.2– Рекомендуемые параметры

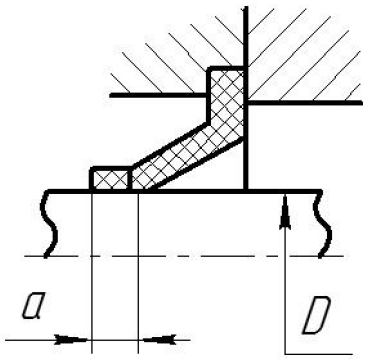
Седло	Тарель	Вариант
Сталь 07Х21Г7яаН5	Сталь 07Х16Н6	А; Б
Бронза БрАЖ9-4-пр	Сталь 07Х16Н6	А; Б
Бронза БрАЖ-9-4 пр	Сплав ал. АВ Покрытие Ан. окс тв	Б
Сплав Ал. АВ, Ан. окс, хр	Сплав АВ Ан. окс тв.	Б
Сплав ал АВ. Ан окс хр	сталь	Б

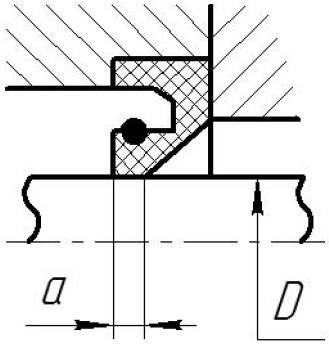
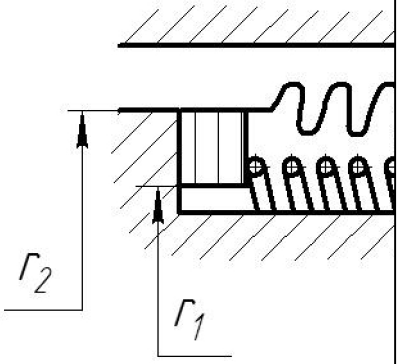
$\delta_{\min}$ технологически выполнима	
D_y (мм)	δ (мм)
10..20	0,25
20…30	0,3
30…60	0,4
60…100	0,6
свыше 100	1,0

13.10.ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА УТЕЧЕК В КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

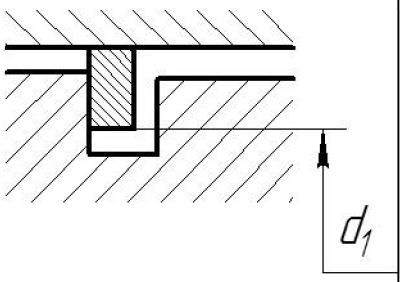
Схема уплотнителя	Формула	Обозначения	Примечание
1	2	3	4
	$Q = \frac{9 \cdot 10^{-4} d \cdot \Delta P}{\eta l}$ (11) $Q = k \frac{\pi d \cdot \Delta P}{\eta l} \delta$ (12) $W = \frac{100 \delta^3 \Delta P D}{70 l \mu}$ (11)	Q– объемная жидкость d – диаметр стрежня, см ΔP - разность давлений, кгс/см^2; η - вязкость жидкости, пуаз; l – длина набивки, см δ - ширина зазора,мм k=1-0,85 – коэффициент зависимости от размера и рода набивки D – диаметр коробки сальника, мм; μ - вязкость газа относительно воды; W – объединенная утечка газа, л/н	Вращательное движение Возвратно-поступательное движение

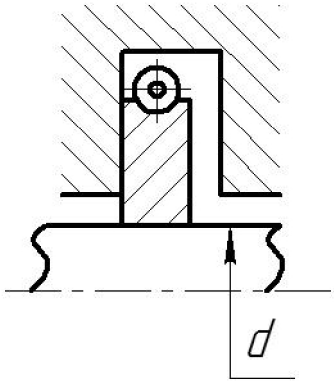
	$Q = k\frac{\pi DV}{4}\left(h_m^{np} - \mathrm{h}_\mathrm{m}^{\mathrm{обр}}\right)$ (13)	d – диаметр цилиндр а V - скорость перемещен ия штока $h_m^{np}, \mathrm{h}_\mathrm{m}^{\mathrm{обр}}$ - величина зазора в точке, соответств. максимуму давления жидкости при прямом и обратном ходе; при P=0-14 МПа $h_m^{np}/\mathrm{h}_\mathrm{m}^{\mathrm{обр}} \approx 1$ – $q(p) = 10^{-5}$ – - коэффицие нт утечки численно равный утечке, см^3, при μ=1 кгс/см^2 V=1см^3/с, D=l=d=1 см d-диаметр кольца; α – величина перемещен ия штока	Возвратно-поступательн ое движение кольца круглого сечения. Те же режимы трения граничный или жидкостный.
	$Q = C_0 B \Delta P e^{-\frac{3q}{R}}$ (14)	C_0 - начальная утечка, отнесенная к границе перепада давления и периметра уплотнения ; B – контактное	Неподвижное уплотнение от итерации не происходит.

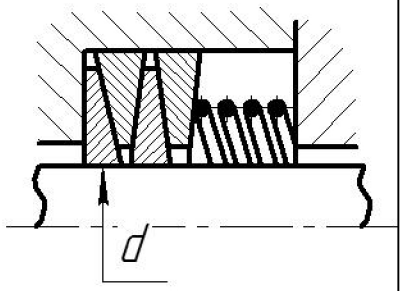
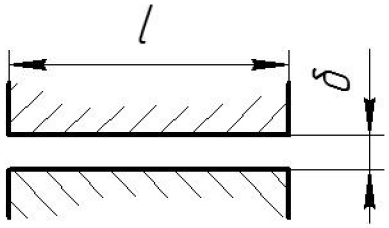
		давление; R=q при $\frac{c}{c_p} \approx 10^{-2}$; ΔP - разность давления.	
	$Q = \frac{\pi r h^3 \Delta P}{61\eta}\left(1+\frac{3}{2}e\right)$ (15) $Q = \xi S\sqrt{2g\frac{\Delta P}{\gamma}}$ (16)	η - коэффициент динамической вязкости; $e = e^1/h$ - относительный эксцентриситет вала (e^1 - абсолютный эксцентриситет, h- зазор между валом и манжетой) r – радиус вала a – ширина зоны манжеты с валом. ξ - коэффициент расхода; $S = 2\pi r h$ - живое сечение потока; γ - удельный вес жидкости; g - гравитационное ускорение	Определяет утечку при аварийном режиме работы.

	$Q = C_0 B_0 pl$ $Q = \frac{C_1 d \vartheta^{k_1} C_0}{\eta a \left(g/p\right)^k \left(1 - d\ - z\right)^k}$ (17)	C_1, C_0, k_1, k - эмпирические коэффициенты d – диаметр ϑ - окружная скорость вала; η - коэффициент динамической вязкости q- контактное давление; P- герметизируемое давление; 0<z≤1 – коэффициент, учитывающий натяг манжеты	для резиновых радиально-контактных уплотнений
	$Q = 2\pi r_2 h^2 S_P$ (18) $Q = 2\pi r_1 h \omega$ (18) $Q = A \frac{\pi d_{cp}}{\Delta P(a - k)}$ (19) $Q = \frac{60 \alpha D_{вх} \cdot (P_1 - P_2 \pm P_{cp}) s h^3}{g}$ (20) $Q = \frac{\pi h^3}{6\eta \ln \frac{r_2}{r_1}} \left[0.0375 \rho \omega^2 \times \left(r_2^2 - r_1\right.\right.$ (15)	r_1, r_2 - геометрические параметры h – величина зазора; P – герметизируемое давление; g - контактное давление; $S = 3{,}3 \cdot 10^5$ - для внешних уплотнений; $S = 2{,}7 \cdot 10^3$ кг/см^2 – для	Уравнение применяется для легкоиспаряющихся жидкостей Рекомендуется применять при $P_1 - P_2$ =9-15, кг/см^2 a=0,5÷0,3 (a>k) Формула учитывает кривизну колец.

		внутренних ω - скорость испарения жидкости из зазора А – коэффициент плотности стыка $d_{ср}$ - средний диаметр уплотнения $a = \frac{q_1 - q_2}{p_1 - p_2}$; $K = \frac{P_{ср} - P_2}{p_1 - p_2}$ - коэффициенты $P_1, P_2, P_{ср}$ - давления перед, за уплотнением, среднее давление среды в контакте; $D_{вх}$ - входной диаметр для утечки; α – суммарный угол диффузорности контактирующих поверхностей; $P = \frac{\gamma(r_2 - r_1)}{(r_2 + r_1)}$ - давление	

		от центробежных сил (ϑ - скорость скольжения) η - коэффициент динамической вязкости ρ - плотность жидкости; ω -угловая скорость вращения	
	$Q = 36 \cdot 10^4 \phi \sqrt{\frac{P_1}{V_1}\mu_0} \times (2\pi d_1 h_1 + \delta$ (21) $Q = \phi \cdot f P_1 \sqrt{\frac{273}{273 + t_1}}$ (21)	Q - утечка, кг/с; $\phi = \sqrt{\frac{9{,}01}{z + 1{,}5}}$ - коэффициент (z- число колец); P_1 и V_1 - давление и удельный объем газа (пара); μ_0 - коэффициент истечения; d_1 - внутренний диаметр колец; h_1, h_2 - условные зазоры соответственно между кольцом и стенками и между поршнем и цилиндром; δ - величина	Для поршневых колец, состоящих из отдельных сегментов.

		зазора в стыке; i - число стыков, равное числу сегментов f - площадь прохода газов, определяемая в зависимости от числа колец; P_1, t_1 - давление, кгс/см^2 и температура, °С газа перед первым кольцом.	
	$Q = a\frac{P^m}{i^n}$ (22) $Q = 100\pi dh\sqrt{\frac{g}{i+1{,}5}} \times \sqrt{\frac{P_1}{\vartheta_1}}$ (21)	P- давление перед уплотнителем; i - число ступеней уплотнителя; a, m, n- коэффициенты (m=1,16-1,55; n=0,48-0,60, a=10^{-5}) d- диаметр штока; h- радиальный зазор; g =9,81 м/с	Для оценки утечек через уплотнение плунжеров и штоков.

	$Q = 0{,}25\,\mathrm{Re}\,\pi d\gamma$ (21)	$\mathrm{Re} = \frac{\omega D_2}{\gamma}$ - критерий Рейнольдса (ω - скорость истечения; D_2 - гидравлический диаметр щели; γ - коэффициент кинематической вязкости)	
	$Q = \frac{\pi d\delta\sqrt{2g\Delta H}}{\sqrt{\frac{\lambda l}{P\delta} + \xi_{вх} + \xi_{вых}}}$ (23) $Q = 2\pi d\sqrt{\frac{gS^3\Delta P_f}{\lambda l\gamma}}$ (17)	Q - объемная утечка; d- диаметр уплотнения ; δ - величина радиального зазора ΔH - напор, теряемый в уплотнении ; λ - коэффициент потерь на трение; l- длина уплотнения ; $\xi_{вх}, \xi_{вых}$ - коэффициент потерь на входе и выходе уплотнения . s- площадь поперечного сечения зазора; ΔP_f -	Кольцевой зазор ламинарное движение сред То же турбулентное истечение.

		потеря давления в уплотнении на трение; λ - коэффициент гидравлического сопротивления γ - объемный вес жидкости	

14. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ НЕКОТОРЫХ АГРЕГАТОВ

Развитие техники вызвало необходимость создания большого количества различных пневмогидротопливных агрегатов. Более того этот процесс по совершенствованию существующих агрегатов, созданию новых конструкций продолжается и будет продолжаться в связи с развитием техники, ужесточением требований к агрегатам по регулируемым параметрам, по надежности и долговечности, изменяющимися условиями эксплуатации по давлению, виброперегрузкам, температурному диапазону рабочих окружающих сред. При этом во многих случаях функции агрегатов остаются прежними.

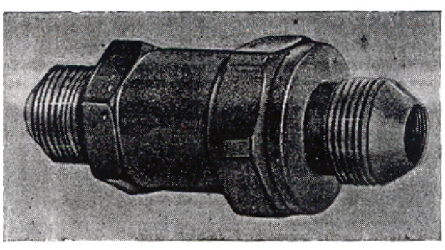
В виду обширности материалов по конструктивным разработкам агрегатов различного назначения и ограниченности по времени, а, следовательно, и объему представления таких материалов рассмотрим кратко лишь некоторые типы современных агрегатов, нашедших широкое распространение во всех типовых схемах, как современных летательных аппаратов, так и в других отраслях промышленности.

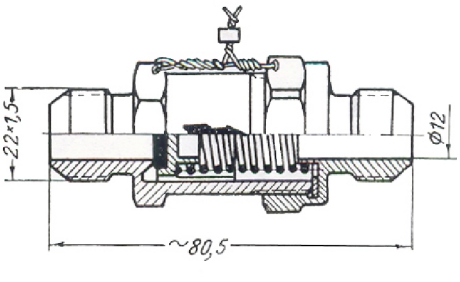
Самую распространенную и широко используемую в любых системах различных отраслей составляют обратные клапаны.

14.1. ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Они предназначены для перекрытия магистрали с рабочей средой в случае разрушения магистрали (трубопровода, в частности) для исключения выброса рабочей среды, а также для защиты магистрали в случае обратного тока рабочей среды, например при гидроударах.

Схемные решения обратных клапанов для различных рабочих сред практически выглядят одинаково, а конструктивные решения весьма разнообразны. Они могут быть клапанного типа с использованием в качестве уплотнителя различных эластомеров, полимеров или уплотненный на основе металл-металл (конус-острая кромка, конус-конус, конус-сфера, плоскость по плоскости) (рисунок 14.1,14.2,14.3)





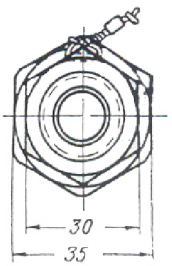


Рисунок 14.1 - Обратный клапан с уплотнителем на основе эластомеров, полимеров

Основные технические данные:
Рабочая среда – воздух, азот
Рабочее давление – до 0,6 МПа
Открытие клапана при давлении не более 0,01 МПа
Клапан работает в диапазоне температур от +100ºС до -55ºС
Вес сухого клапана – не более 120 г

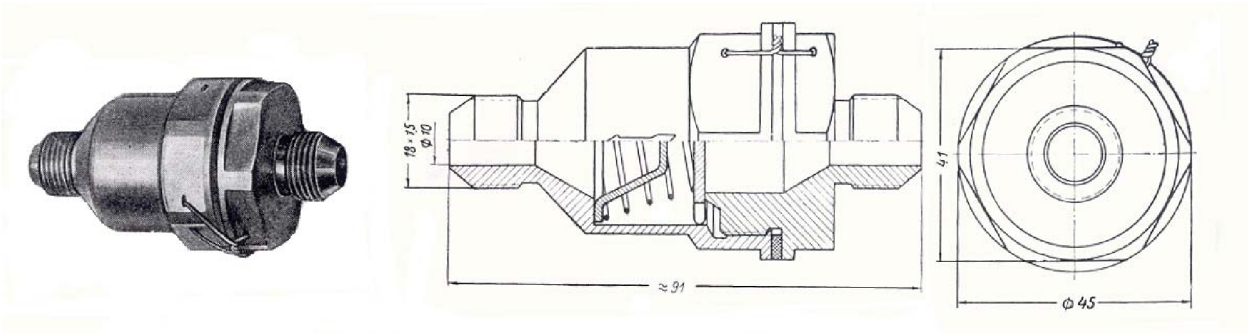


Рисунок 14.2 - Обратный клапан с уплотнителем плоскость до плоскости (металл-металл)

Основные технические данные:
Рабочая среда – воздух, керосин
Рабочее давление – до 0,04 МПа
Открытие клапана при давлении не более 0,02 МПа
Клапан работает в диапазоне температур от +150ºС до -60ºС
Вес сухого клапана – не более 130 г

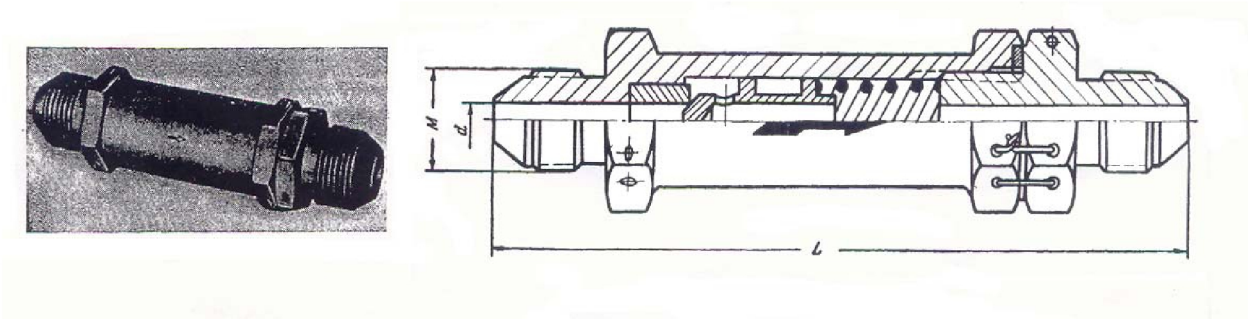


Рисунок 14.3 - Обратный клапан с уплотнителем типа острая кромка – сфера (металл-металл)

Основные технические данные:
Рабочая среда – гидрожидкости
Рабочее давление – до 22 МПа
Открытие клапана при давлении не более 0,02 МПа
Температурный диапазон ±60ºС
Вес сухого клапана – не более 130 г

Таблица 14.1

d	M	L	Вес сухого клапана в г	Гидравлическое сопротивление при расходе жидкости 720 л/час
8	16×1	90	80	Не более 005 кг/см^2
10	18×1,5	94	90	• 1 •
4	12×1	81	50	• 9 •

6	14×1	91,5	70	•	2	•

Обратные клапаны могут быть конструктивно выполнены в виде уплотнителя на основе шарика, створчатого типа (без пружины или подпружиненный), двухстворчатого типа (так называемого лепесткового типа), рисунки 14.4,14.5,14.6.

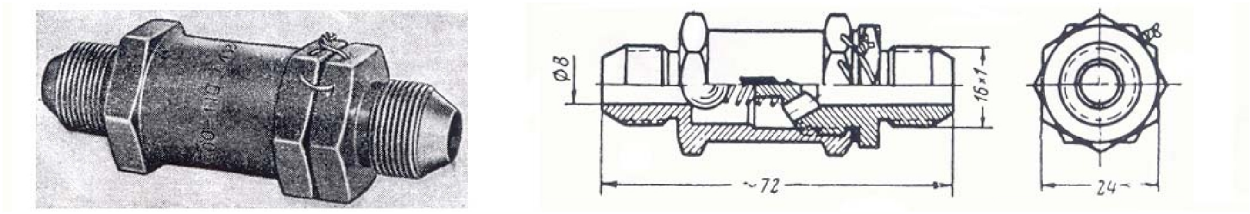


Рисунок 14.4 - Обратный клапан с уплотнителем на основе шарика

Основные технические данные:
Рабочая среда –гидрожидкости
Рабочее давление –15 МПа
Температурный диапазон от +100ºС до -60ºС
Гидравлическое сопротивление при расходе жидкости 10 л в мин – 0,8 кгс/см^2
Вес сухого клапана – не более 110 г

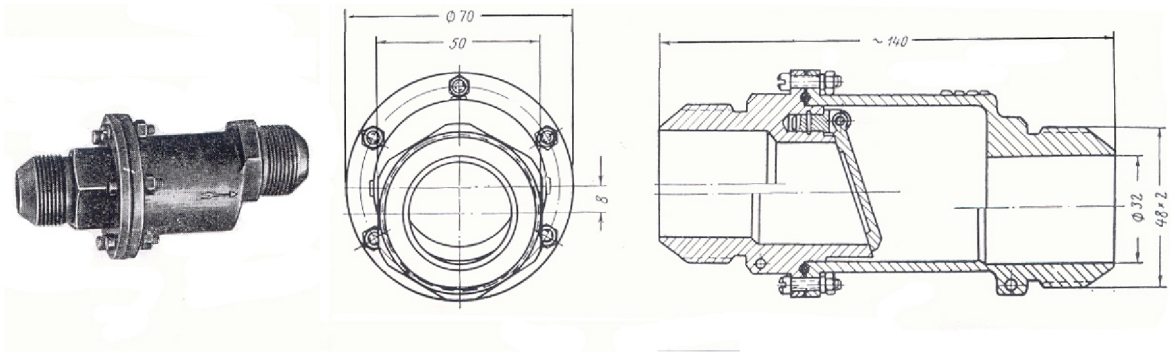


Рисунок 14.5 - Одностворчатый, не подпружиненный обратный клапан

Основные технические данные:
Рабочая среда –керосин, жидкости
Рабочее давление – до 0,05 МПа
Температурный диапазон от +80ºС до -60ºС
Вес сухого клапана – не более 450 г

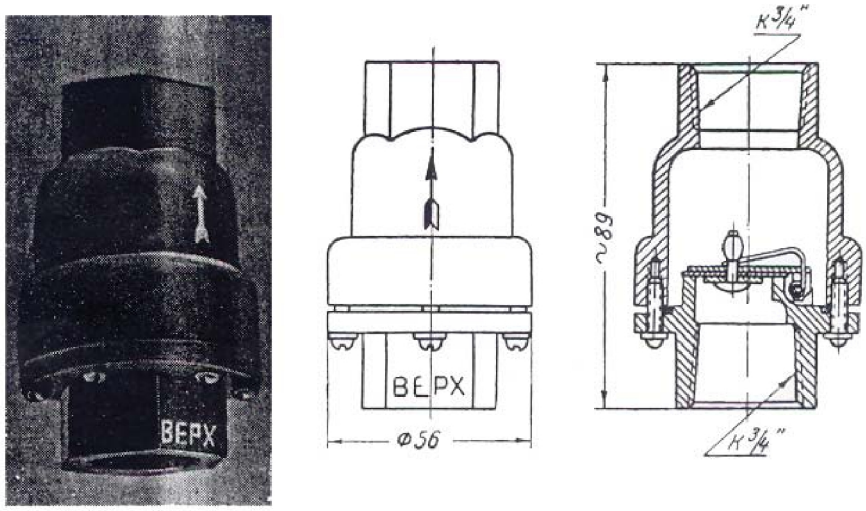


Рисунок 14.6 - Одностворчатый подпружиненный обратный клапан

Основные технические данные (рисунок14. 6):
Рабочая среда – воздух, азот
Клапан закрывается при противодавлении в 10 мм рт. ст.
Температурный диапазон от +55ºС до -35ºС
Сопротивление клапана при расходе воздуха 200 л в мин – не более 7 мм рт. ст.
Вес сухого клапана – не более 200 г

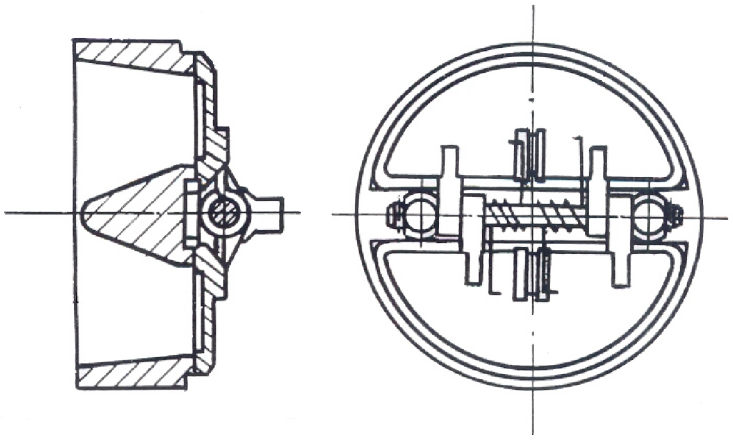
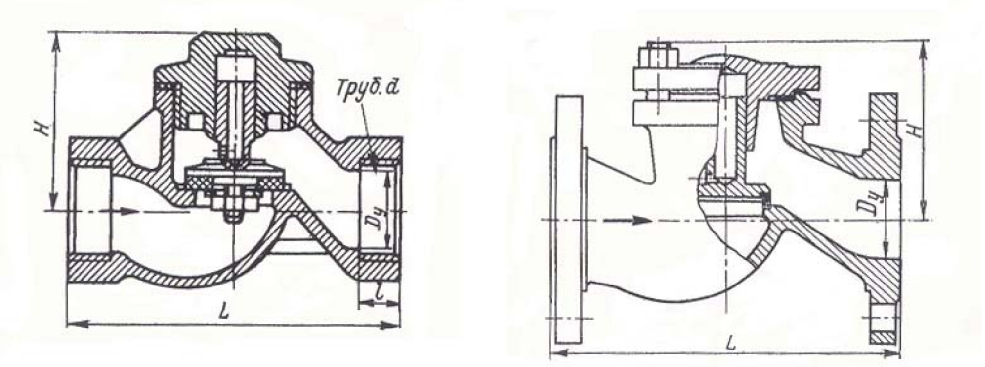


Рисунок 14.7 - Двухстворчатый обратный клапан

Основные технические данные:
Рабочая среда –воздух, керосин, жидкости
Давление открытия – >0,05 МПа
Диаметр проходного сечения – конструктивно выполняется от D_y=200 мм до 150 мм
Гидросопротивление - >0,1 кгс/см^2
Температурный диапазон от +200ºС до -60ºС
Сопротивление клапана при расходе воздуха 200 л в мин – не более 7 мм рт. ст.
Монтаж производится непосредственно в трубопроводе

Кроме показанных конструктивных решений обратных клапанов (рисунки 14.1,14.2,14.3,14.4,14.5,14.6,14.7) широко применяемых в авиационных гидро-пневмо-топливных системах в некоторых отраслях применяют и другие конструктивные решения,

например, в топливно-энергетическом комплексе используются обратные подъемные клапаны (рисунок 14.8), обратные поворотные клапаны (рисунок 14.9).

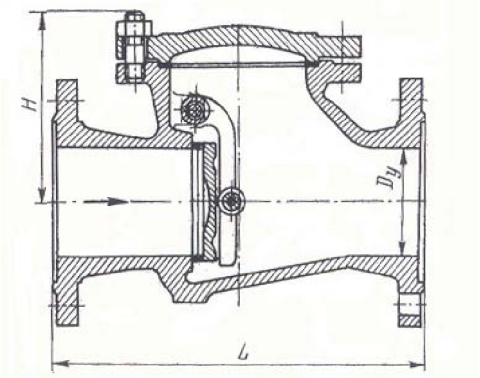


D_y мм	L мм	H мм	l мм	Резьба трубная d, дюймы	Масса, кг
15	90	55	12	1/2	0,5
20	100	60	14	3/4	0,8
25	120	65	16	1	1,0
32	140	75	18	1 1/4	1,8
40	170	90	20	1 1/2	3,0
50	200	100	22	2	4,0

D_y, мм	L мм	H мм	Масса, кг
40	200	117	10,5
50	230	117	12,0
65	290	156	23,3
80	310	156	27,3
100	350	193	37,1
150	480	280	82,7
200	600	282	148,0

Рисунок 14.8 - Обратный подъемный клапан

Основные технические данные:
Рабочее давление – до 2,5 МПа
Температурный диапазон от -30°С до +225°С



D_y, мм	L мм	H мм	Масса, кг
50	230	135	16
80	310	160	26
100	350	175	40
150	480	225	82
200	550	280	154
300	450	—	170
400	500	—	340
600	650	—	700

Рисунок 14.9 - Обратный поворотный клапан

Основные технические данные:
Рабочее давление – до 4 МПа

Температурный диапазон от -30°С до +450°С

14.2ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Другую не менее многочисленную группу в части ее применения в системах различных объектов составляют предохранительные клапаны (ПК), предназначенные защитить систему от разрушения в случае превышения давления рабочей среды выше допустимой расчетной величины.

К основным требованиям, предъявляемым к предохранительным клапанам следует отнести:

– безотказное и своевременное открытие клапана при заданном превышении рабочего давления в системе;

– обеспечение клапаном в открытом положении требуемой пропускной способности;

– осуществление своевременной обратной посадки (закрытие клапана) с требуемой степенью герметичности при заданной величине падения давления в системе после аварийного срабатывания и сохранении установленной степени герметичности при последующем возрастании давления до величины рабочей;

– Обеспечение стабильности работы, т.е. сохранение в течении всего срока эксплуатации и заданного числа циклов срабатываний (наработки) параметров настройки (давление начала открытия и давление полного открытия) и требуемой степени герметичности запорного органа при рабочем давлении.

Для сосудов, работающих под давлением газа, нормами Ростехнадзора установлены следующие максимально допустимые давления (МПа):

$$P_p \leq 0{,}3 \ldots\ldots P_{max} \leq P + 0{,}05$$

$$0{,}3 \leq P_p \leq 6 \ldots\ldots P_{max} \leq 1{,}15\ P$$

$$P_p > 6 \ldots\ldots\ldots\ldots P_{max} \leq 1{,}1\ P$$

Для предохранительных устройств, работающих на жидких средах, правилами Ростехнадзора максимально допустимое давление в сосудах не оговаривается, в связи с чем при конструировании предохранительных клапанов для жидких сред руководствуются обычно нормативами, установленными для газа, с использованием в ряде случаев указания об обоснованной возможности превышения давления в сосуде до $1{,}25P_p$.

В последние годы существенно ужесточились требования к качеству работы предохранительных клапанов в динамических (переходных) режимах (быстродействие клапана и отсутствие в нем колебаний в процессе его работы).

Все чаще предъявляются требования универсальности предохранительных клапанов - один и тот же клапан должен надежно и высокоэффективно работать как на жидких, так и на газообразных рабочих средах.

По высоте подъема тарелки предохранительные клапаны разделяются на малоподъемные, у которых высота подъема несколько больше или равна 0,05 диаметра седла и полноподъемные, подъем тарелки которых менее 0,25 диаметра седла. Существуют предохранительные клапаны с высотой подъема тарелки менее 0,25, но более 0,05 диаметра седла, такие клапаны можно назвать среднеподъемными.

По принципу работы их можно разделить на следующие типы: активного действия среды , реактивного действия среды и смешанного типа.

В предохранительных клапанах активного действия (рисунок 14.10-а) увеличенный подъем тарелки достигается увеличением площади тарелки сразу за седлом, благодаря чему увеличивается рабочая площадь, воспринимающая давление рабочей среды, но при этом закрывание клапана происходит при более низком давлении, чем в малоподъемных клапанах. |2|

В предохранительных клапанах реактивного действия сред (рисунок 14.10-б) увеличение подъема тарелки осуществляется путем использования кинетической энергии

рабочей среды, создающей реактивное действие на вспомогательные специально образованные поверхности. Эти поверхности расположены на тарелке на некотором расстоянии от седла, где она имеет значительную скорость.

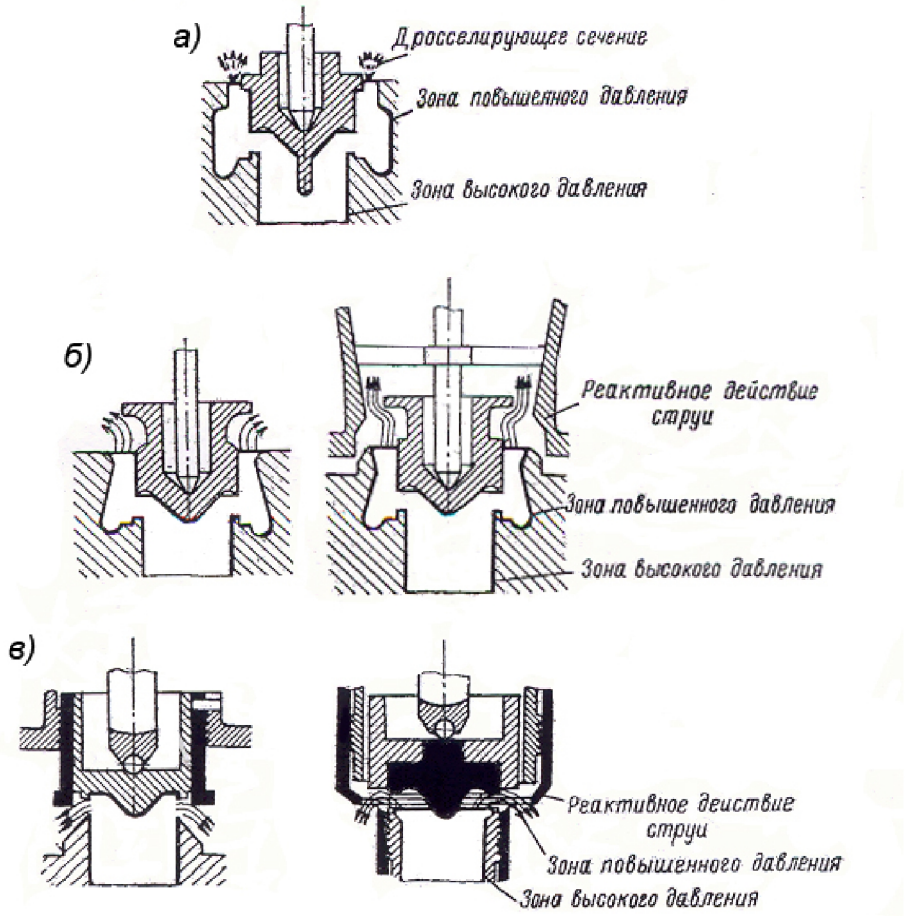


Рисунок 14.10 – Принципиальные схемы действия полноподъемных предохранительных клапанов: а – активного действия;
б – реактивного действия; в – активно-реактивного действия

В некоторых конструкциях используется одновременно активный и реактивный методы увеличения подъема тарелки (рисунок 14.10-в).

По конструктивному исполнению предохранительные клапаны подразделяются на клапаны прямого (рисунок 14.11) и импульсивного действия. Кроме того в конструкциях предохранительных клапанов, используемых в системах топливно-энергетического комплекса, зачастую предусматривается ручной подрыв для осуществления продувки.

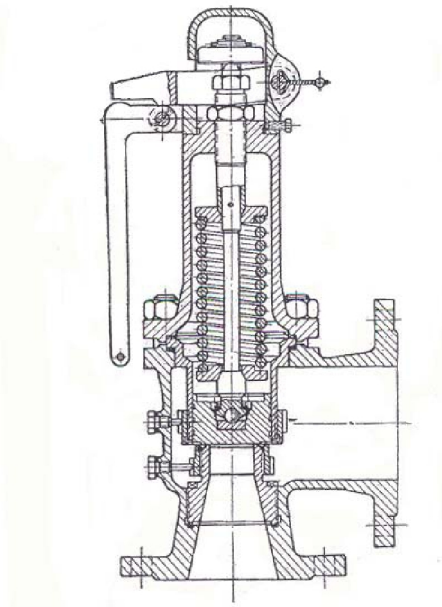


Рисунок 14.11 - Полноподъемный предохранительный клапан прямого действия с ручным подрывом

Предохранительный клапан непрямого (импульсивного) действия существенно дороже, чем ПК прямого действия.

Импульсивно-предохранительные клапаны, а иногда импульсно предохранительные устройства, определяют собой совокупность двух ПК, из которых один (главный), устанавливаемый на основной магистрали, емкости или резервуаре, оснащен поршневым приводом, а второй ПК (импульсивный с небольшим диаметром прохода) служит чувствительным элементом. Он открывается по команде от датчика при соответствующем давлении

рабочей среды и направляет ее в поршневой привод главного ПК.

Импульсный клапан может быть выполнен встроенным в главный, и управление осуществляется непосредственно рабочей средой, и клапан работает как регулятор давления «до себя» пропорционального действия (рисунок 14.12). Иногда в конструкции импульсных ПК используют электромагниты.

В авиационных системах в основном используют ПК поршневого типа для воздуха (конструктивная схема представлена на рисунке 14.13) и для жидкостей (конструктивные схемы представлены на рисунках 14.14,14.15).

При использовании воздушно-газовых смесей в различных системах зачастую требуется поддержание давления в требуемых определенных пределах. Этот процесс осуществляется с помощью регуляторов давления (редукторов давления газа)

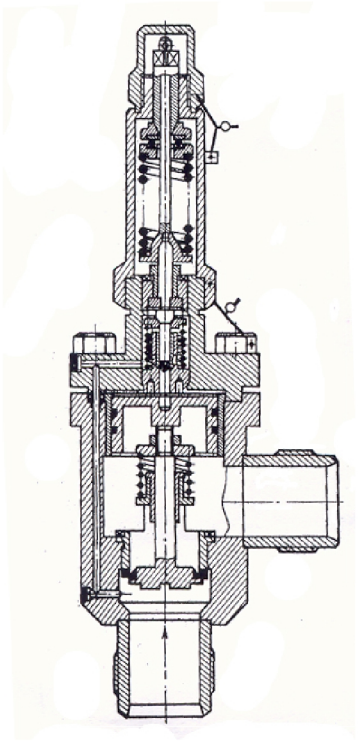


Рисунок 14.12 - Предохранительный клапан непрямого действия со

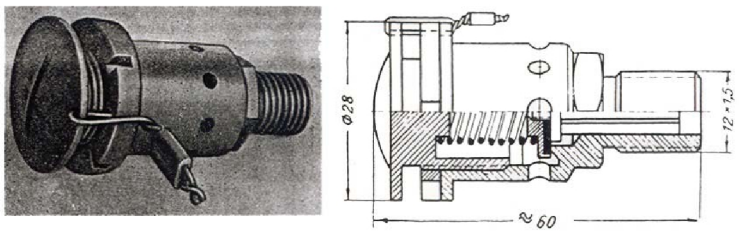


Рисунок 14.13 - Предохранительный клапан

Основные технические данные:

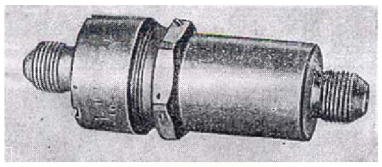
Рабочая среда – воздух

Начало открытия – не выше 3,2 кгс/см^2

Давление полного открытия – не выше 3,65 кгс/см^2

Давление закрытия клапана не ниже 2,7 кгс/см^2

Все – не более 50 г



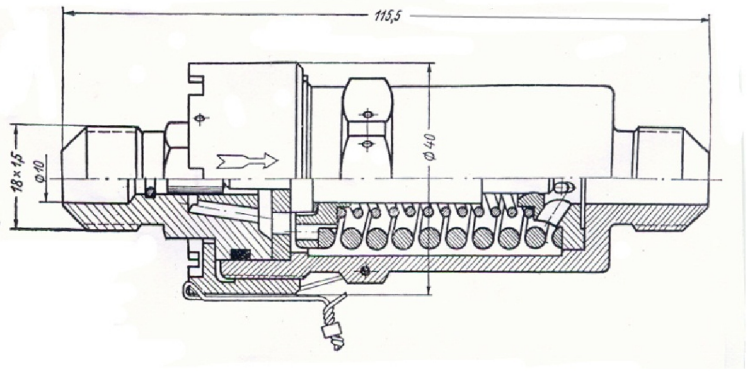


Рисунок 14.14 - Предохранительный клапан для жидкостей

Основные технические данные:

Рабочая среда – жидкость АМГ-10

Рабочее давление – 15,0 МПа

Начало открытия при давлении – 16,2…16,7 МПа

Давление закрытия - не менее 15,6 МПа

Гидросопротивление при расходе 108 л в мин – не более 170кгс/см^2

Все – не более 380 г

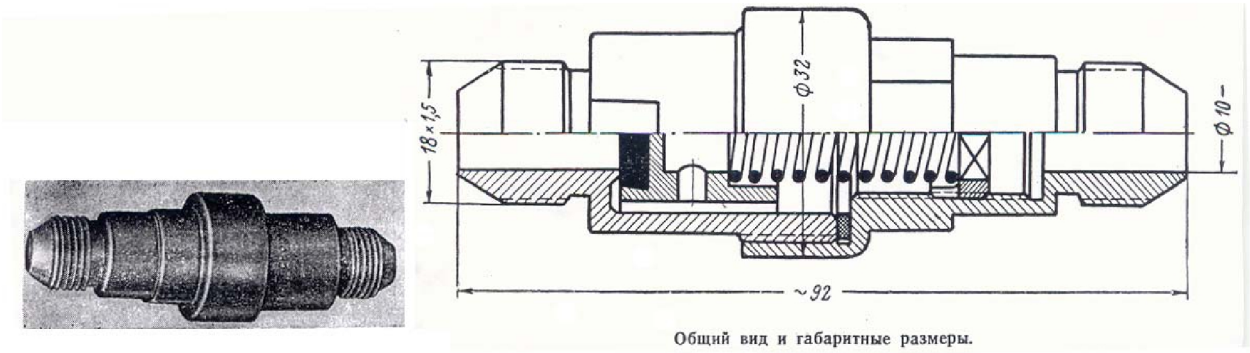


Рисунок 14.15 - Предохранительный клапан

Основные технические данные:
Рабочая среда – воздух, жидкости (АМГ-10)
Начало открытия при давлении – 2±0,2 кгс/см^2
Закрытие клапана при давлении – не менее 1,5 кгс/см^2
Все – не более 90 г

14.3. РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Автоматические регуляторы давления, управляемые только энергией подводимого к ним рабочего тела, без использования постороннего источника энергии, называются регуляторами давления прямого действия. Регуляторы прямого действия, снижающие давление поступающего в него газа до заданного значения, принято называть редукторами давления газа. Входное давление редуктора обычно существенно превышает выходное и меняется в широких пределах. Иногда редукторы называют регуляторами «за собой» в отличие от предохранительных клапанов, именуемых регуляторами «до себя».

В редукторе любой конструкции сущность процесса одна и та же: регулирующим органом создается регулируемая щель, при прохождении через которую давление газа падает – газ дросселируется. Дросселирование необратимый процесс, при котором энтропия газа возрастает. При этом газ внешней работы не совершает. Характер истечения газа зависит от отношения давления за щелью $P_р$ к давлению перед щелью $P_в$: $P_р/ P_в$.
При $P_р/ P_в < \beta$, где $\beta=(2/k+1)$ – критическое отношение давлений, скорость газа в дросселирующей щели имеет критическое значение, равное местной скорости звука, а давление в минимальном сечении дросселирующей щели P_m определяется из выражения $P_m = \beta P_в$ независимо от давлений на выходе . K – показатель адиабаты газа. Такой характер истечения называется надкритическим или закритическим. При $P_р/ P_в \geq \beta$ давление в дросселирующей щели P_m близко к давлению на выходе редуктора. Такое истечение называется подкритическим или докритическим.

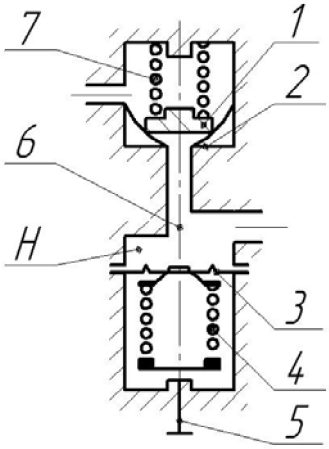


Рисунок 14.16 – Принципиальная схема редуктора клапаном

Принцип действия редуктора можно рассмотреть на примере простейшей схемы, представленной на рисунке 14.16. Сжатый газ дросселируется в щели между затвором 1 и неподвижным седлом 2. Далее газ попадает в камеру низкого давления Н и через выходной патрубок направляется к потребителю.

Значение выходного давления $P_р$ регулируется изменением винтом 5 усилия регулировочной пружины 4.
Газ в камере Н воздействует на мембрану 3. Если усилие от давления в камере и превысит силу пружины 4, то мембрана 3 прогнется в сторону пружины и затвор 1 под действием давления на входе и силы вспомогательной пружины 7 приблизится к седлу; площадь дросселирующей щели

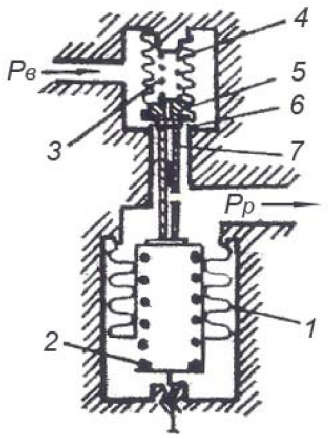


Рисунок 14.17 – Схема редуктора уравновешенного типа

уменьшится, и давление в камере Н снизится до заданного. При уменьшении выходного давления ниже обусловленного регулировкой пружины 4 мембрана переместится в другую сторону и толкатель 6 приподнимет затвор 1, увеличивая площадь – расходное устройство (жиклер или система жиклеров), создающее небольшую утечку газа в окружающую атмосферу.

Классификация редукторов

Редукторы давления можно классифицировать следующим образом:

– по уравновешенности (редукторы уравновешенного и неуравновешенного типа)

– по направлению движения регулирующего органа (редукторы прямого и обратного хода);

– по виду задающего устройства (пружинные, пневноуправляемые, грузовые);

– по числу последовательных ступеней дросселирования (одноступенчатые и двухступенчатые);

– по конструкции чувствительного элемента (мембранные и поршневые);

– по конструкции исполнительного механизма (редукторы с коэффициентом передачи исполнительного механизма $\alpha_y=1$ и редукторы с $\alpha_y\neq1$)

Редукторы уравновешенного типа – это редукторы, у которых изменение входного давления газа в принципе не создает непосредственного изменения сил, действующих на регулирующий орган. Равнодействующая от давления газа на входе равна нулю.

В редукторе уравновешенного типа (рисунок 14.17) уравновешивание достигается благодаря тому, что средний диаметр сильфона 4 равен диаметру седла 6. Практически из условия обеспечения устойчивости редуктора и вследствие возникновения аэродинамических сил при обтекании потоком газа регулирующего органа 5, а также из-за наличия допусков на изготовление деталей полное уравновешивание никогда не обеспечивается. Кроме того, и теоретически снижение давления на входе, приводящее к перемещению регулирующего органа 5 для увеличения дросселирующей щели, ведет к изменению усилия задающего устройства – регулировочной пружины 2, к изменению упругости сильфонов 1 и 4 и вспомогательной пружины 3. Это обуславливает изменение выходного давления – статизм регулятора[1].

В большинстве конструкций редукторов, уравновешенных по входному давлению, стремятся к уравновешиванию регулирующего органа и по выходному давлению. В редукторе, представленном на рис. 14.17, это достигается тем, что давление газа после дросселирующей щели, воздействующее на чувствительный элемент – сильфон 1, благодаря наличию полого штока 7 действует и внутри сильфона 4. Таким образом, силы от входного и выходного давления, действующие на регулирующий орган 5, уравновешены.

---

[1] *Регуляторы, у которых установившееся значение регулируемого параметра не изменяется при изменении входных параметров, называются астатическими. Регуляторы, у которых регулируемый параметр зависит от входных параметров, называются статическими. Изменение регулируемого параметра при изменении входного характеризует статизм (статическую ошибку) регулятора. Чем больше изменение выходного давления редуктора при изменении входного, тем больше статизм редуктора.*

В редукторах неуравновешенного типа (рисунок 14.18) изменение давления газа на входе непосредственно вызывает соответствующее изменение сил, действующих на регулирующий орган (равнодействующая от входного давления газа не равна нулю).

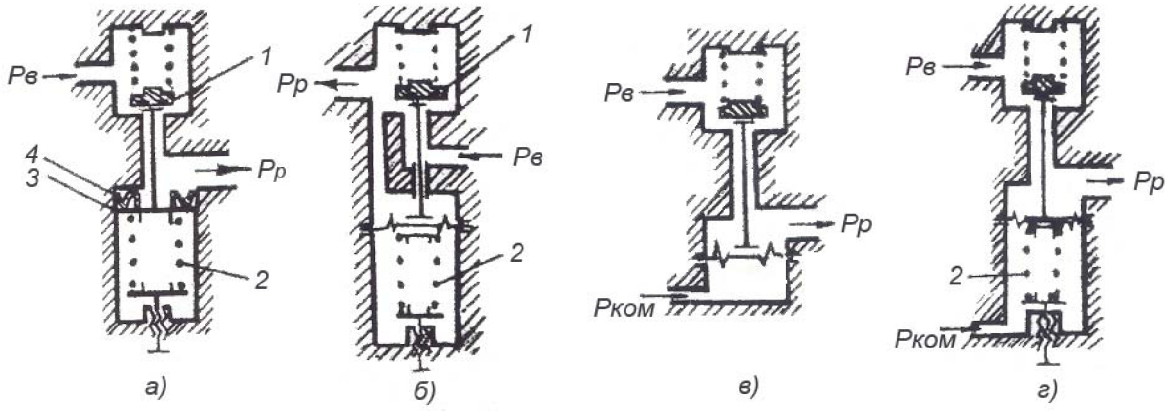


Рисунок 14.18 - Схемы редукторов неуравновешенного типа:
а – редуктора обратного хода; б – редуктора прямого хода; в – пневмоуправляемого редуктора; г – редуктора с комбинированным управлением

На рисунке 14.18, а дана схема редуктора обратного хода. Редукторами обратного хода называют редукторы, у которых перемещение регулирующего органа 1 для увеличения дросселирующей щели происходит в направлении, обратном направлению потока газа.

У редуктора прямого хода (рисунок 14.18, б) перемещение регулирующего органа 1 для увеличения дросселирующей щели происходит по направлению потока газа.

Пружинными называются редукторы, у которых задающее усилие на чувствительный элемент создается пружиной 2 (рисунок 14.18, а,б). Регулировка выходного давления такого редуктора осуществляется регулировочным винтом, поджимающим пружину. Вращение винта производится либо вручную, либо электроприводом.

Чувствительным элементом называются редукторы, у которых задающее усилие, действующее на чувствительный элемент, создается командным давлением $P_{ком}$ управляющего газа (рисунок 14.18, в). Регулируется выходное давление изменением $P_{ком}$. Задающим устройством для таких редукторов обычно служит другой малогабаритный редуктор (на рисунке 14.18, в он не показан).

Встречаются с комбинированным управлением, у которых на чувствительный элемент воздействует как командное давление, так и регулировочная пружина 2 (рисунок 14.18, г). В редукторах с комбинированным управлением усилие пружины, необходимое для обеспечения заданного выходного давления, уменьшается благодаря воздействию управляющего газа.

Иногда пневмоуправляемый редуктор конструктивно объединен в едином агрегате с командным редуктором: входное давление от общего источника подводится к пневмоуправляемому и командному редукторам (рисунок 14.19). Такие редукторы часто называют агрегатными.

На схеме, приведенной на рисунке 14.19, чувствительным элементом пневмоуправляемого редуктора обратного хода служит поршень 1, уплотняемый кольцом 2; аналогичный чувствительный элемент и у командного редуктора 3, выполненного по схеме прямого хода.

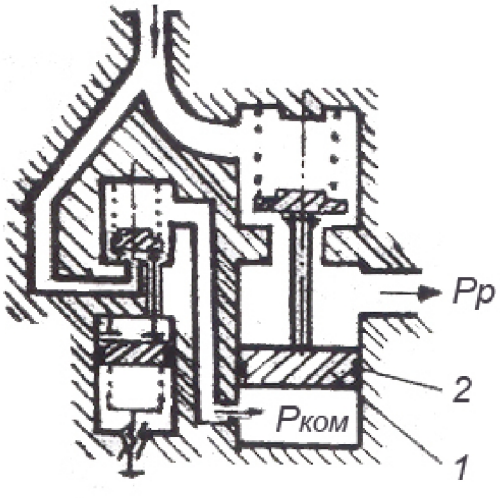


Рисунок 14.19 - Схема агрегатного редуктора

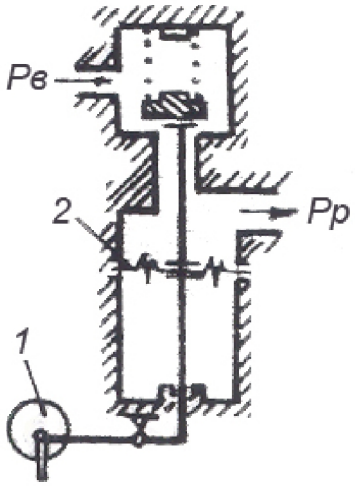


Рисунок 14.20 - Схема грузового редуктора

Для полноты изложения можно упомянуть о грузовых редукторах, в которых задающим устройством является груз 1, воздействующий на чувствительный элемент 2 (рисунок 20). Выходное давление редуктора определяется массой груза. Подобные редукторы имеют большие габаритные размеры и массу, могут обеспечить лишь низкое выходное давление, поэтому они в настоящее время не распространены.

Одноступенчатыми редукторами называются редукторы, в которых снижение давления происходит в одной ступени дросселирования. Все редукторы, схемы которых приведены на рис. 14.17-14.20, одноступенчатые.

Двухступенчатыми редукторами (рисунок 14.21) называются редукторы, в которых снижение давление происходит последовательно в двух ступенях дросселирования. В первой ступени 1 входное давление снижается до промежуточного значения P_p, а затем, во второй ступени 2 это давление снижается до заданного значение P_p (рисунок 14.21). Обе ступени редуктора можно компоновать как в одном, общем, так и в разных корпусах, соединяемых трубопроводом. В некоторых конструкциях двухступенчатых редукторах предусмотрено использование газа и после первой ступени.

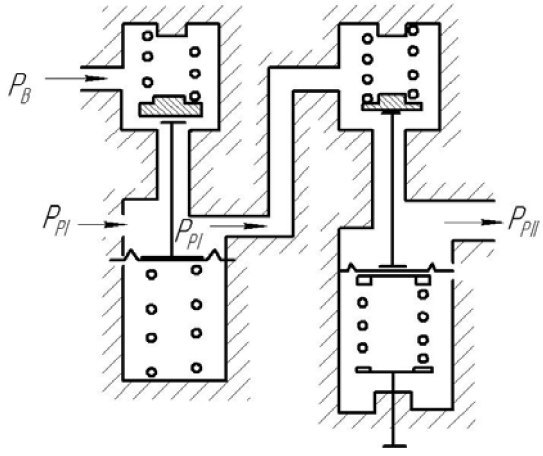


Рисунок 14.21 - Схема двухступенчатого редуктора

У всех редукторов, схемы которых приведены ранее, связь регулирующего органа с чувствительным элементом непосредственная. При этом виде связи перемещение чувствительного элемента равно перемещению регулирующего органа. Исполнительным механизмом служит шток (толкатель). В более сложных механических (рычажных,

винтовых, зубчатых, клиновых) или гидравлических исполнительных механизмах перемещение чувствительного элемента вызывает соответствующее (но не равное) перемещение регулирующего органа.

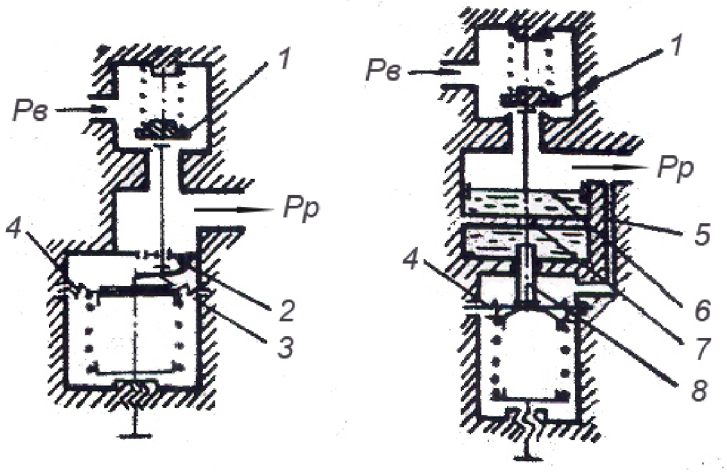


Рисунок 14.22 – Схема редукторов с коэффициентом усиления исполнительного механизма $a_y < 1$

У редуктора с рычажным исполнительным механизмом (рисунок 14.22,а) соотношение перемещений чувствительного элемента – мембраны 4 и регулирующего органа 1 определяется отношением длин плеч рычага 3, поворачивающего относительно неподвижной оси 2.

При гидравлических исполнительных механизмах усилие от чувствительного элемента к регулирующему органу передается жидкостью. В редукторе, схема которого приведена на рисунке 14.22,б, соотношение перемещения чувствительного элемента мембраны 4 и регулирующего органа 1 определяется отношением площадей поршней 6 и 8. Жиклер 7 повышает устойчивость процесса регулирования. Выходное давление к чувствительному элементу подводится по каналу 5.

Выбор схемы редукторов давления газа

При выборе схемы вновь проектируемого редуктора для конкретных условий эксплуатации следует учитывать следующее.

Неуравновешенные пружинные редукторы не могут обеспечивать высокую точность поддержания заданного выходного давления $P_р$. Их используют там, где к точности не предъявляют очень жесткие требования. Ввиду простоты и надежности конструкции такие редукторы получили широкое распространение.

Мембранные редукторы применяют при более низких значениях $P_р$, чем поршневые.

Сильфонные редукторы неуравновешенного типа используют редко, обычно при работе на агрессивных средах, а также при низких (ниже минус 50°С) или высоких (выше 70°С) температурах. Подобные редукторы используют при работе на малых расходах; при высоких расходах их, как правило, не применяют, ибо для обеспечения приемлемых нагрузочных характеристик они должны иметь большие размеры.

Редукторы обратного хода неуравновешенного типа, особенно при высоком давлении, имеют преимущества перед редукторами прямого хода в обеспечении герметичности затвора при прекращении расхода газа, в характеристиках при работе с расходом, в простоте устройства.

Пневмоуправляемые редукторы применяют при работе со значительным расходом газа при высоком входном давлении. В таких редукторах нет мощных пружин, поэтому они имеют массу и размеры, чем пружинные редукторы. При прочих равных условиях пневмоуправляемые редукторы имеют лучшие характеристики, чем пружинные.

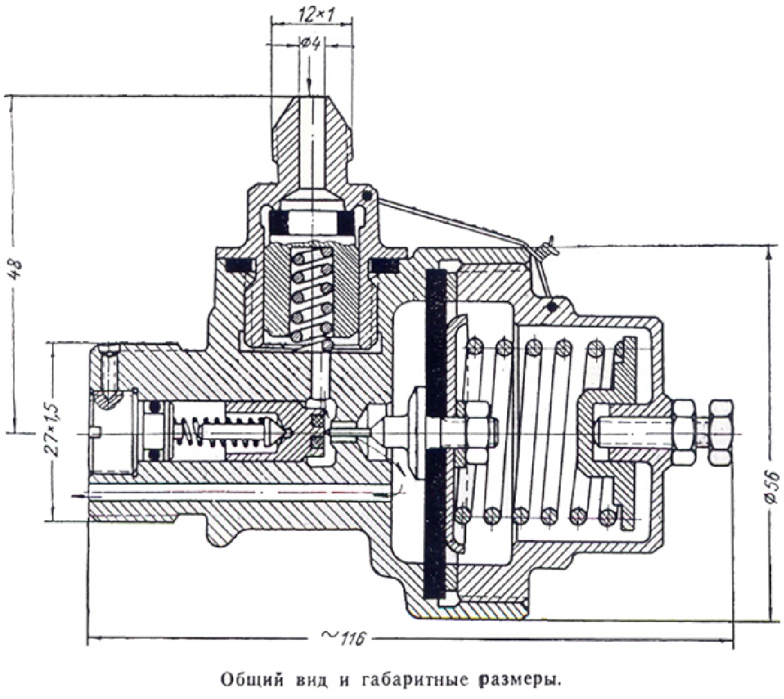
Редукторы уравновешенного типа – пружинные и пневмоуправляемые – применяют при работе с высоким или средним расходом газа, обеспечивая лучшие характеристики при меньших размерах, чем при использовании редукторов неуравновешенного типа. Пневмоуправляемые уравновешенные редукторы позволяют обеспечивать требуемые при более высоких расходах, чем пружинные. Но конструкция редукторов уравновешенного типа более сложна, чем конструкция редукторов неуравновешенного типа, и у них более вероятно возникновение неустойчивости работы.

Двухступенчатые редукторы применяют при большом перепаде между $P_в$ и $P_р$. Они обеспечивают высокую точность поддержания выходного давления, так как вторая ступень редуктора работает в благоприятных условиях (входное давление второй ступени изменяется незначительно). Масса двухступенчатого редуктора в ряде случае оказывается меньшей, чем редукторов других схем.

Конструктивные и технологические особенности редукторов

Мембранные редукторы

Мембранные редукторы при небольших расходах воздушно-газовых смесей и обеспечивают высокую точность поддержания выходного давления. При низких входных давлениях используют мембрана из эластомеров или резинотканевые (рисунок 14.23).



Общий вид и габаритные размеры.

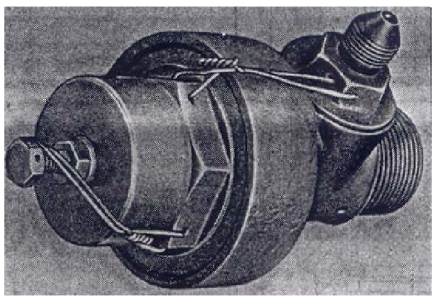


Рисунок 14.23 - Редуктор воздуха мембранного типа

Основные технические данные:

Рабочая среда – воздух

Давление на входе – от 2 до 7 кгс/см^2

Давление на выходе - 1±0,1 кгс/см^2

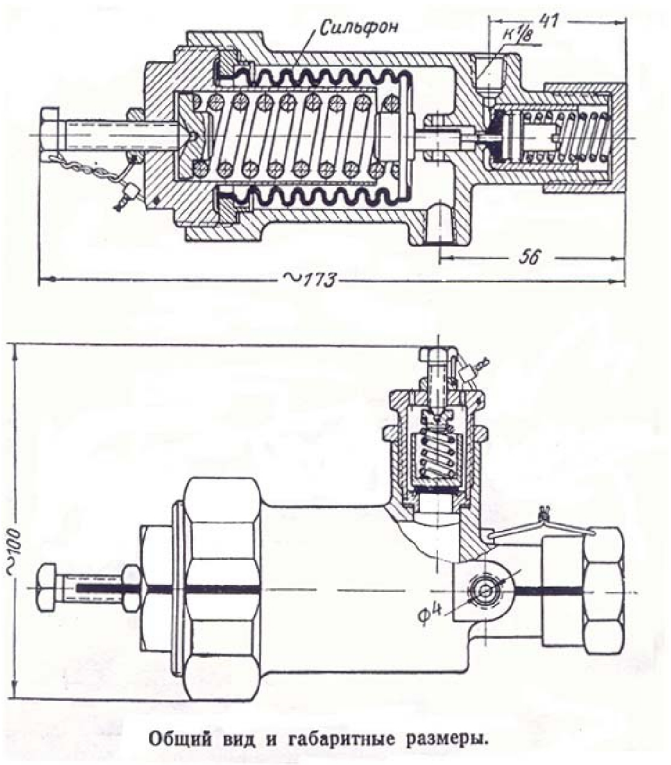
Расход воздуха при давлении на входе 3 кгс/см^2 - не менее 2 л в сек

Впускной клапан открывается при давлении не более 0,25 кгс/ см^2

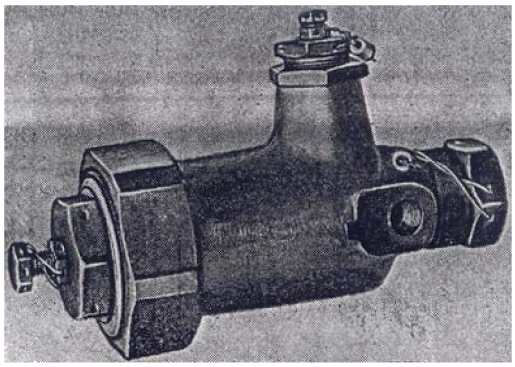
При больших входных давлениях в качестве чувствительного элемента применяются сильфоны, а также металлические мембраны. Сильфон безусловно является чувствительным элементом высокого класса и обеспечивает очень стабильные характеристики редуктора.

На рисунке 14.24 приведена конструкция сильфонного типа обычно имеет большие габариты, чем мембранного, а иногда и более сложную конструкцию. Поэтому в практике находят широкое применение и металлические мембраны, изготовленные из нагартованный нержавеющей стальной ленты Х18Н9Т.

К мембране приваривается тарель, на которой базируется пружина. Гофры выдавливаются гидравлическим давлением 12,0…15,0 МПа, причем в этот момент края мембраны и ее средняя часть, опирающаяся на тарель, располагается в одной плоскости.



Общий вид и габаритные размеры.


Рисунок 14.24 - Воздушный редуктор сильфонного типа

Основные технические данные:
Рабочая среда – воздух, азот
Давление на входе – от 6,0 до 16,0 МПа
Давление на выходе - $4^{+1.5}_{-0.5}$ кгс/см^2
Предохранительный клапан срабатывает при давлении $7^{+2}_{-0.5}$ кгс/см^2
Температурный диапазон работы ±60°С
Вес – не более 750 г

Нормальная работа мембраны может быть только при небольших прогибах в ту и другую сторону относительно этой нейтральной плоскости.
Большие прогибы вызывают остаточную деформацию мембраны, что приведет к нестабильности характеристик редуктора. Поэтому в конструкции должны быть упоры, ограничивающие прогиб мембраны в обе стороны. Длина иглы, связывающей мембрану с клапаном, подгоняется по месту так, чтобы при закрытом клапане мембрана имела некоторый прогиб в сторону пружины.

Эффективная площадь мембраны подсчитывается по среднему диаметру гофра. Характеристика мембраны, как упругого элемента, нелинейна(рис14.25). Однако для расчета характеристики вполне допустимо принимать характеристику мембраны вблизи нейтральной плоскости линейной, т.е. с постоянной жестокостью $К_м$=const. Характеристики некоторых мембран редукторов имеют, как правило, весьма высокую жесткость (30…60кг/мм) и изготавливаются также из высококачественно пружинной стали. В случае применения металлической мембраны возможна установка пружины без шарнирных центров, так как возникающая при этом боковая сила будет воспринята мембраной и не вызовет сил трения.

Таблица14. 2

$Д_1$, мм	$Д_2$, мм	$Д_{ср}$, мм	δ , мм	F_1 , см^2	К , кг/мм
35	25	30	0,3	7,05	100

35	25	30	0,2	7,05	75
48	34	41	0,3	12,5	40
25	34	41	0,2	12,5	25

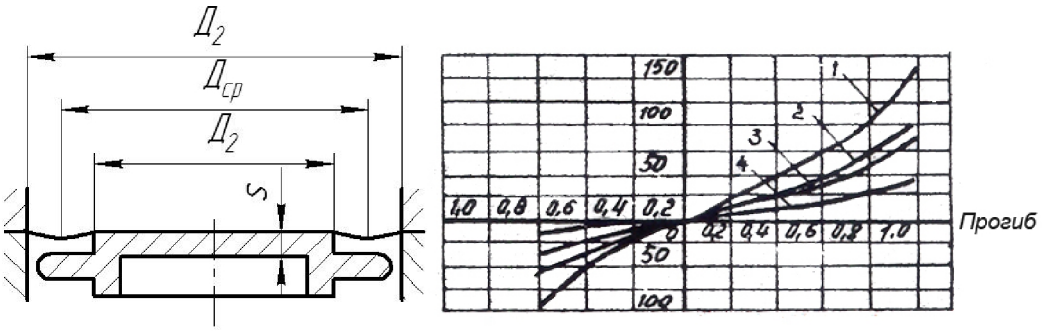


Рисунок 14.25 - Характеристики мембран

Плунжерные редукторы

Их применяют при больших расходах воздуха и высоких давлениях настройки (рисунок 14.26).

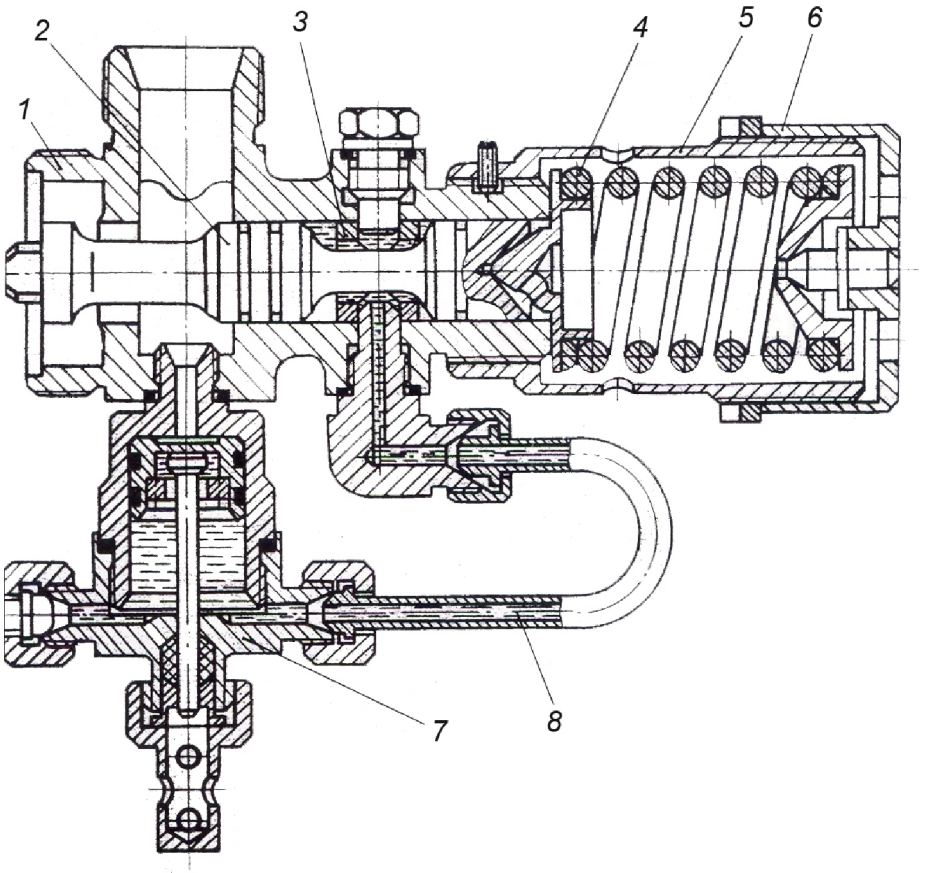


Рисунок 14.26 - Конструкция плунжерного редуктора
1-корпус; 2-плунжер;3-полукольцо; 4-пружина; 5-стакан;
6-крышка; 7-мультипликатор; 8-трубка

Корпус редуктора изготавливается из нержавеющей стали 2Х13 и закаливается Rc42…49. Посадочное отверстие под плунжер шлифуется и притирается. Величина занижения диаметра седла, определяющая неуравновешенную площадь f, подбирается при опытной отработки конструкции. Плунжер изготавливается также из стали 2Х13 и подвергается поверхностной закалке ТВЧ Rc42…49. Поверхность плунжера также

шлифуется и притирается. В сопряжении плунжера с корпусом выдерживается зазор 5…12мкм, причем допускается индивидуальная подгонка (с отклонением до 0,2 мм по диаметру от номинала). Уплотнение зазора против утечки воздуха из полости высокого давления осуществляется подачей смазки из мультипликатора под давлением, превышающим высокое давление.

Все эти факторы обеспечивают плавное движение плунжера в корпусе. Силы трения по своему характеру близки к вязкому, благодаря чему они играют демпфирующую роль.

В тех случаях, когда виброустойчивасть оказывается недостаточной, приходится ставить масляный демпфер. При сборке полости масляного демпфера должны быть тщательно заполнены смазкой.

Столь тщательное выполнение подвижной пары позволяет использовать плунжер в качестве чувствительного элемента (без дополнительного сильфона или мембраны) в редукторах подачи. Чувствительность плунжера, естественно, падает с уменьшением диаметра и поэтому едва ли возможно применение этой схемы при диаметре, меньшем 14 мм. И, конечно, невозможно применение каких-либо уплотняющих манжет на плунжере, так как это недопустимо снижает его чувствительность.

В связи с тем, что относительная чувствительность плунжера падает с понижением давления настройки, в редукторах наддува вводиться сильфон. Сочленение сильфона с плунжером должно быть шарнирным, чтобы избежать боковых нагрузок на плунжер. Эффективная площадь сильфона определяется по среднему диаметру гофр, а число гофр выбирается в зависимости от полного хода плунжера. Сильфон, как упругий элемент, имеет линейную характеристику, т.е. Ксильф=Const.(К-жесткость сильфона).

Как указывалось, при больших расходах реактивная сила потока имеет существенную величину. Поэтому форма и размеры клапана, влияющие как на характеристику редуктора, так и на его виброустойчивость, являются предметом опытной обработки. Выбранные размеры клапана должны выдерживаться достаточно точно, так как даже незначительные отклонения могут заметно отразиться на характеристике.

Достаточно точно должны выдерживаться и те элементы клапана, плунжера и седла, от которых зависит герметичность редуктора при посадке клапана на седло.

В плунжерных редукторах основные пружины должны обязательно ставиться в шарнирных центрах, устраняющих боковые силы. Центры должны быть закалены, чтоб не происходило их смятия под действием силы пружинных сталей, допускающих большие напряжения. Хорошо зарекомендовали себя стали 60С2А (τ=50…55 кг/мм) и 65С2ВА (τ=60…65 кг/мм).

При указанных напряжениях, соответствующих расчетной нагрузке, пружины могут находиться длительное время (в течение всего срока годности редуктора), не давая усадки.

Жесткость основных пружин обычно бывает небольшой:

1…8 кг/мм – у редукторов подачи, 10…15 кг/мм – у редукторов наддува (с сильфоном). Расчетная нагрузка определяется по уравнению равновесия сил. Расчет пружины ведется обычным методом. Как правило просчитывается несколько вариантов из проволоки разных диаметров и окончательный выбор ведется с учетом получающихся габаритов пружинного узла. Пружина не должна быть слишком длинной, чтобы не было большого продольного изгиба. Затянутая пружина ни в коем случае не должна касаться стенок стакана. Регулировочный винт стопориться контргайкой.

14.4. БЫСТРОРАЗЪЕМНЫЕ КЛАПАНЫ ДЛЯ ЖИДКОСТЕЙ

В авиационных гидравлических топливных магистралях для быстрого разъема и соединения трубопровода без слива из них рабочей жидкости применяются специальные

клапаны разъема с d_y от 4 мм до 32 мм. Подобные этим конструкциям в последнее время стали использоваться в других отраслях промышленности (рисунок 14.27).

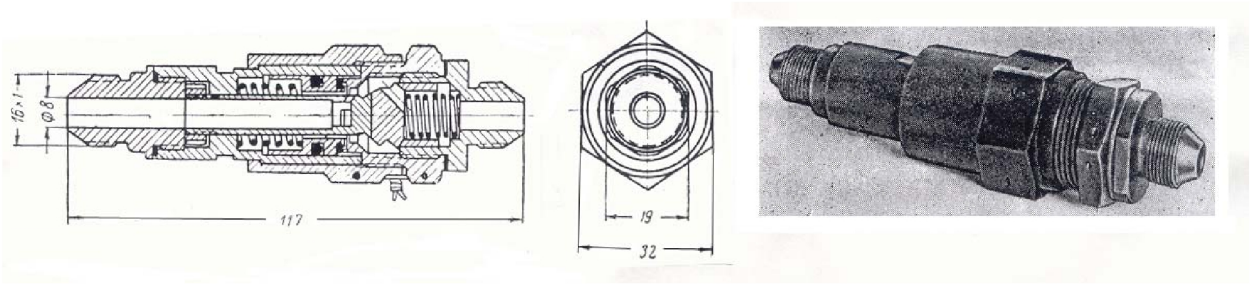


Рисунок 14.27 - Клапан разъема

Основные технические данные:
Рабочая среда – жидкости
Рабочее давление – до 20 МПа
Гидравлическое сопротивление при расходе жидкости 600 л в час – не более 130 мм рт. ст.
Температурный диапазон – ±60°С
Вес – не более 145 г

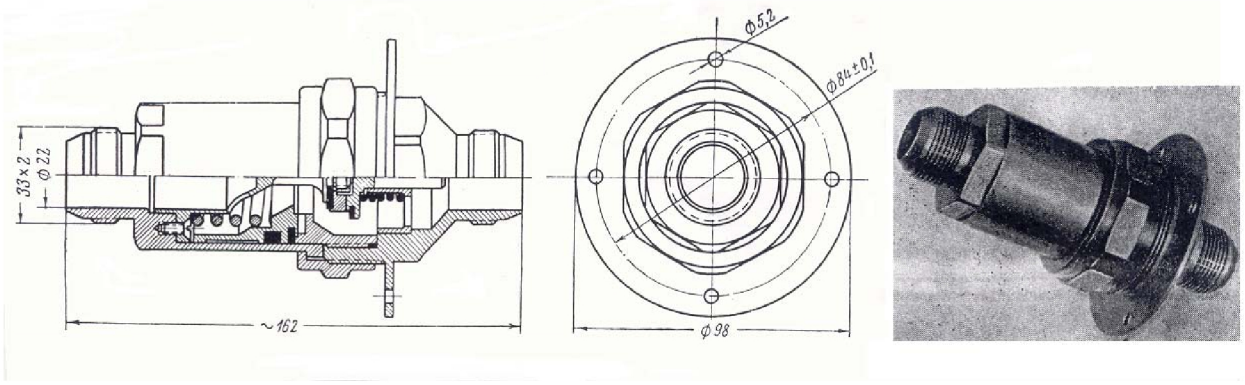


Рисунок 14.28 - Клапан разъемный

Основные технические данные:
Рабочая среда – жидкости
Рабочее давление – до 22,0 МПа
Коэффициент гидравлического сопротивления – не более 10
Температурный диапазон – ±60°С
Вес – не более 700 г

14.5.ПРИВОДНЫЕ КЛАПАНЫ.

Для управления потоками рабочей среды широко практикуется использование всевозможных конструкции агрегатов срабатывающих по электрическому сигналу на основе либо электромагнита, либо электромеханизма в зависимости от требований по времени перекрытия потока рабочей среды.

Конструктивное исполнение агрегатов с управлением от электромагнитов и осуществляющих перекрытие потока рабочей среды представлены с помощью клапанного устройства (рисунок 14.29), с помощью золотника (рисунок 14.30), с помощью шарика (рисунок 14.31).

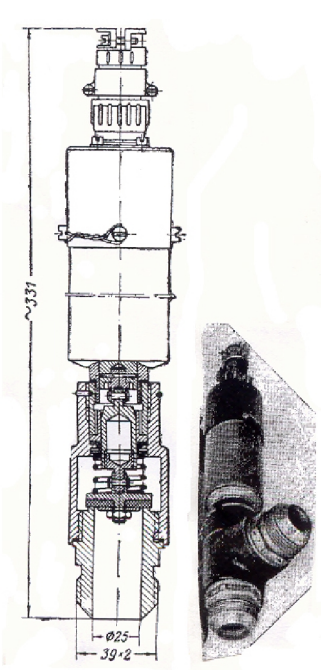


Рисунок 14.29 - Электропневмоклапан с клапанным устройством

Рабочее давление – 6 МПа
Время открытия – не более 1 сек
Напряжение питания – 27±2,7 В
Максимальная сила тока – не более 0,4 А
Вес – не более 1,5 кг
Температурный диапазон – ±60ºС

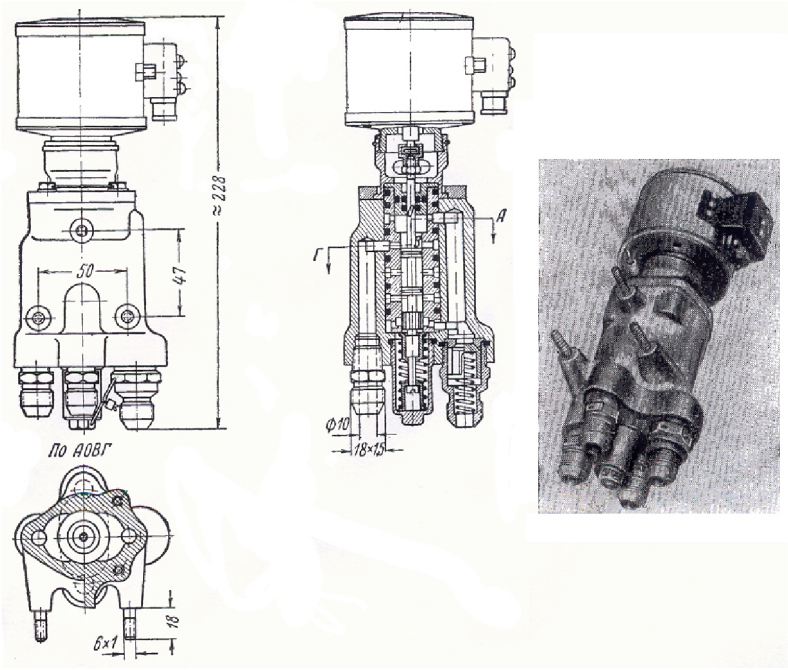


Рисунок 14.30 - Электропневмоклапан с золотниковым устройством

Рабочая среда – АМГ-10
Рабочее давление – до 15,0 МПа
Напряжение питания – 27±2,7 В
Потребляемый ток – не более 10 А
Температурный диапазон – ±60ºС
Вес – не более 2,8 кг
Электромагнит – ЭМ-12

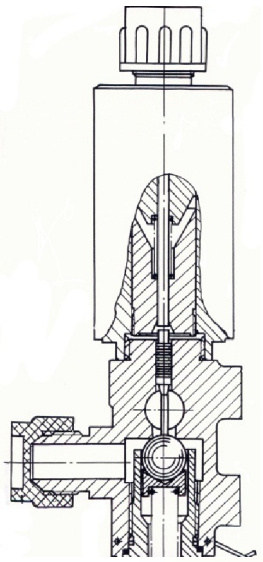


Рисунок 14.31 - Электропневноклапан с шариковым запорным механизмом

Рабочая среда – воздух
Рабочее давление – 2,5 МПа
Температурный диапазон – от -60ºС до +280ºС
Напряжение питания – 27±2,7 В
Потребляемый ток – не более 3А
Электромагнит – ЭМТ-707
Иногда конструктивно для управления требуется использование двух электромагнитов. Пример такого решения реализован в элекропневноклапане, изображенном на рисунке 14.32.

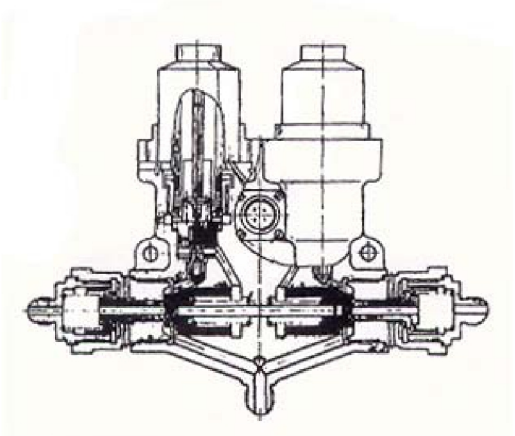


Рисунок 14.32 - Сдвоенный элекропневноклапан
Рабочая среда – гелий, воздух
Рабочее давление – до 10 МПа
Напряжение питания – 27±2,7 В
Электромагнит – ЭМТ-232
Температурный диапазон – ±60ºС
Диаметр проходного сечения D_y=6 мм

Если из условий работы агрегата в системе удовлетворяет время перекрытия или открытия магистрали более 2 сек, то в этом случае для управления потоком рабочей средой обычно применяют различные электромеханизмы. При этом перекрытие или открытие магистрали конструктивно может осуществляться с помощью клапанного механизма (рисунок 14.33), поворотной заслонкой (рисунок 14.34), шибером (рисунок14. 35) | или с помощью шарового затвора (рисунок 14.36).

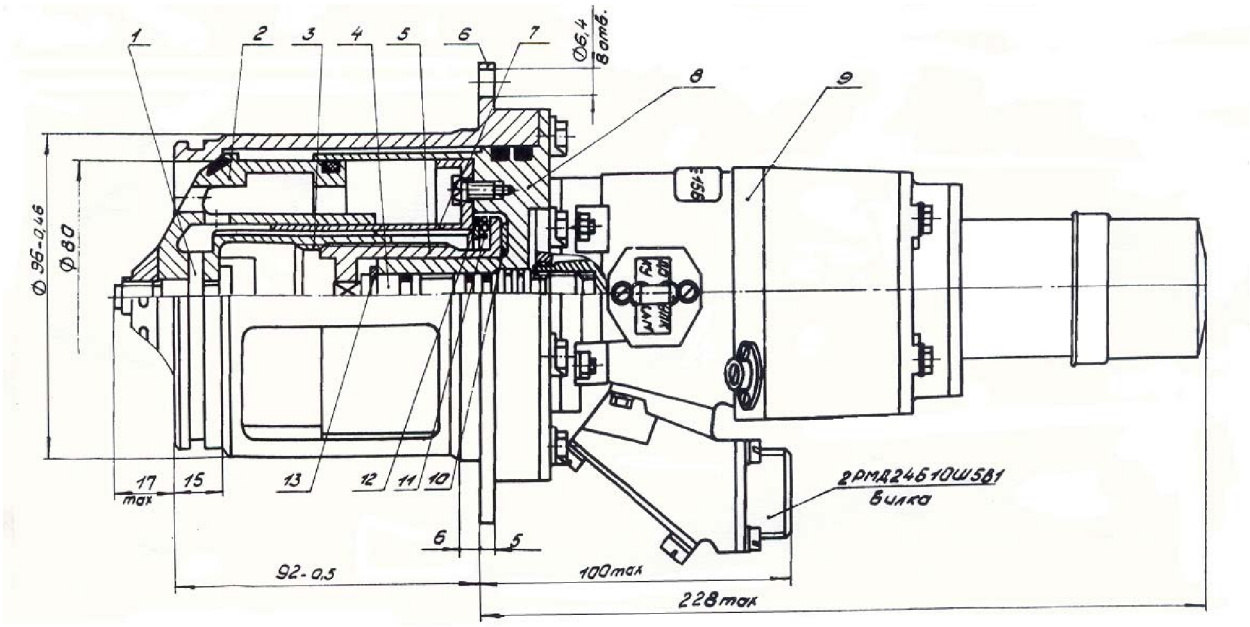
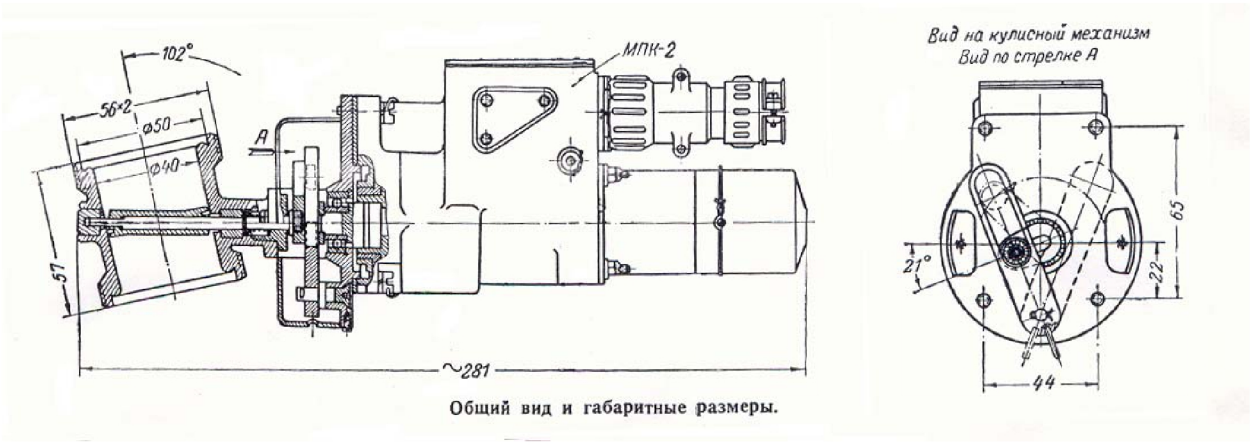


Рисунок 14.33 – Агрегат, управляемый электромеханизмом
1-стопор; 2-клапан; 3-направляющая; 4-валик; 5-муфта; 6-корпус; 7-стакан; 8-втулка; 9-электромеханизм МВО-15Б; 10-кольцо; 11-шарики; 12-вкладыш; 13-кольцо стопорное
Основные технические данные:
Рабочая среда – керосин
Рабочее давление – до 0,8 МПа
Температурный диапазон – ±60ºС
Напряжение питания – 27±2,7 В



Общий вид и габаритные размеры.

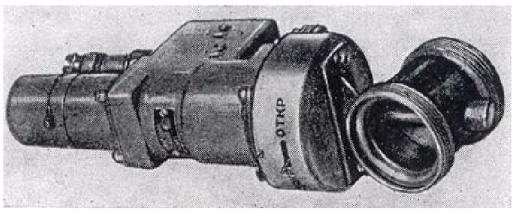
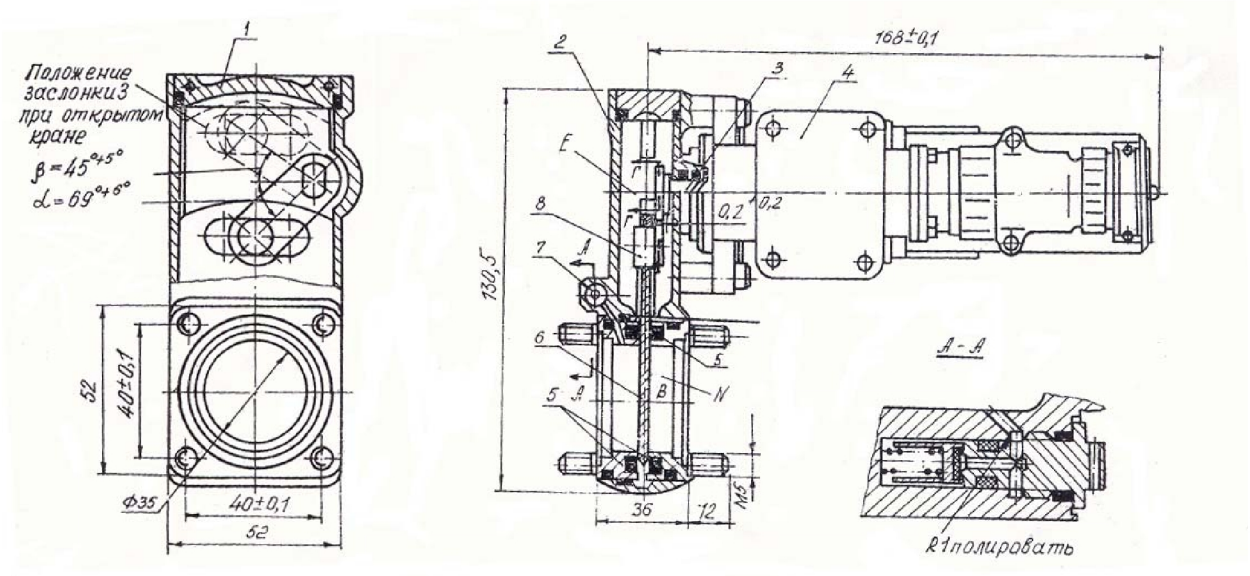


Рисунок 14.34 - Заслонка наддува

Основные технические данные:
Рабочая среда –воздух
Рабочее давление – до 0,7 МПа
Сопротивление при расходе воздуха 150 м^3/час – не более 5 мм рт. ст.
Максимальная температура воздуха, проходящего через заслонку +270°С
Электромеханизм – МПК-2
Напряжение питания – 27±10% В
Потребляемый ток – 2,4А
Вес – не более 2500 г



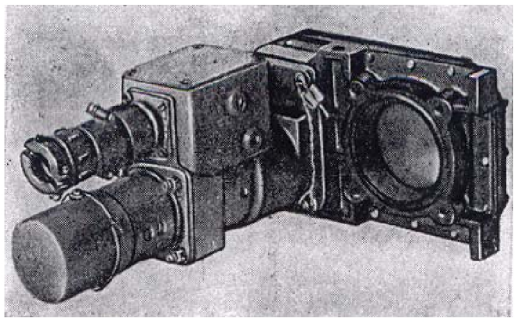


Рисунок 14.35 - Кран перекрывной шиберного типа
1-крышка; 2-корпус; 3-валик; 4-электромеханизм (типа ЭПВ-150); 5-уплотнительный пакет; 6-шибер; 7-перепускной клапан; 8-поводок

Основные технические данные:
Рабочая среда – керосин
Рабочее давление – 401 МПа
Напряжение питания – 27±10%В
Температурный диапазон – ±60°С

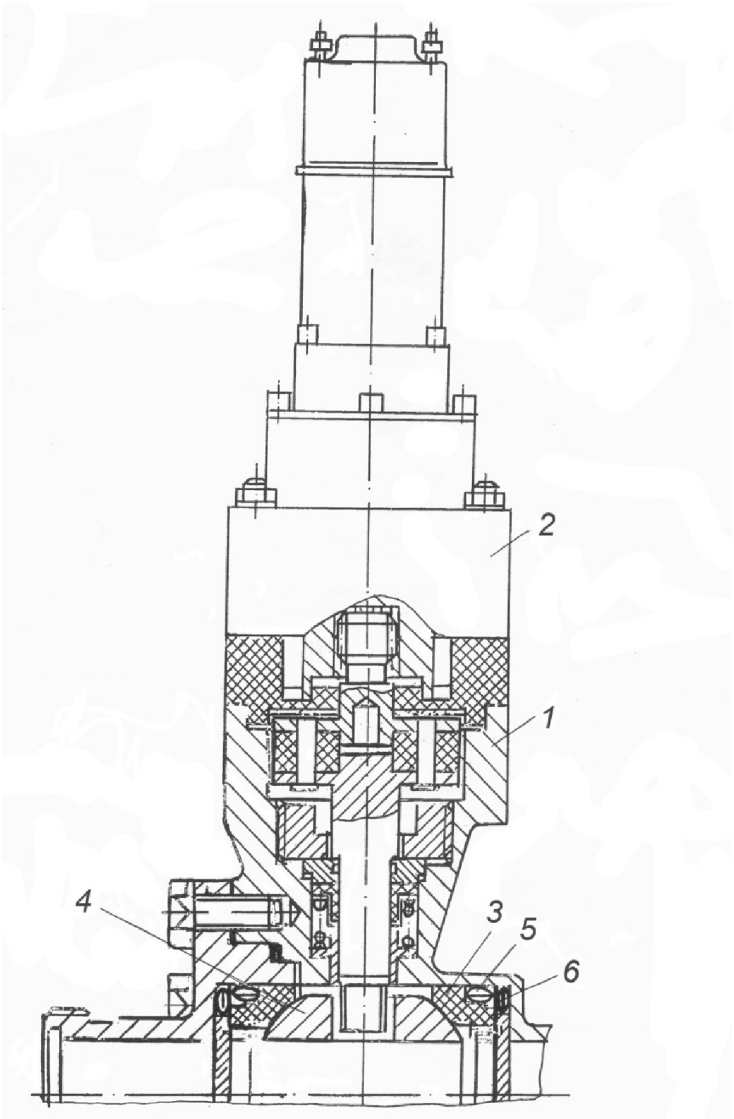


Рисунок 14.36 - Кран топливный с шаровым запорным устройством
1-корпус; 2-электромеханизм; 3-фторопластовый уплотнитель; 4-шаровый затров; 5-витая кольцевая пружина; 6-компенсатор

Основные технические данные:
Рабочая среда – керосин
Рабочее давление – до 1 МПа
Температурный диапазон – ±60ºС
Напряжение питания – 27±2,7В

В практике управления потоком рабочей среды иногда используют непосредственно энергию рабочей среды. На рисунке 14.37 представлен стопорный клапан для двигателя НК-12СТ используемого в качестве привода на газоперекачивающих станциях. Этот клапан обеспечивает подачу проходного газа непосредственно в двигатель. его открытие происходит автоматически от давления газа от его воздействия на кольцевую площадь, образуемую разностью диаметров d_1 и d_2 и преодолевающего усилие пружины, обеспечивающей необходимую герметичность.

Закрытие осуществляется по электрической команде на электромагнитный клапан, который разобщает полость А с атмосферой и подает в полость А – рабочее давление газа.

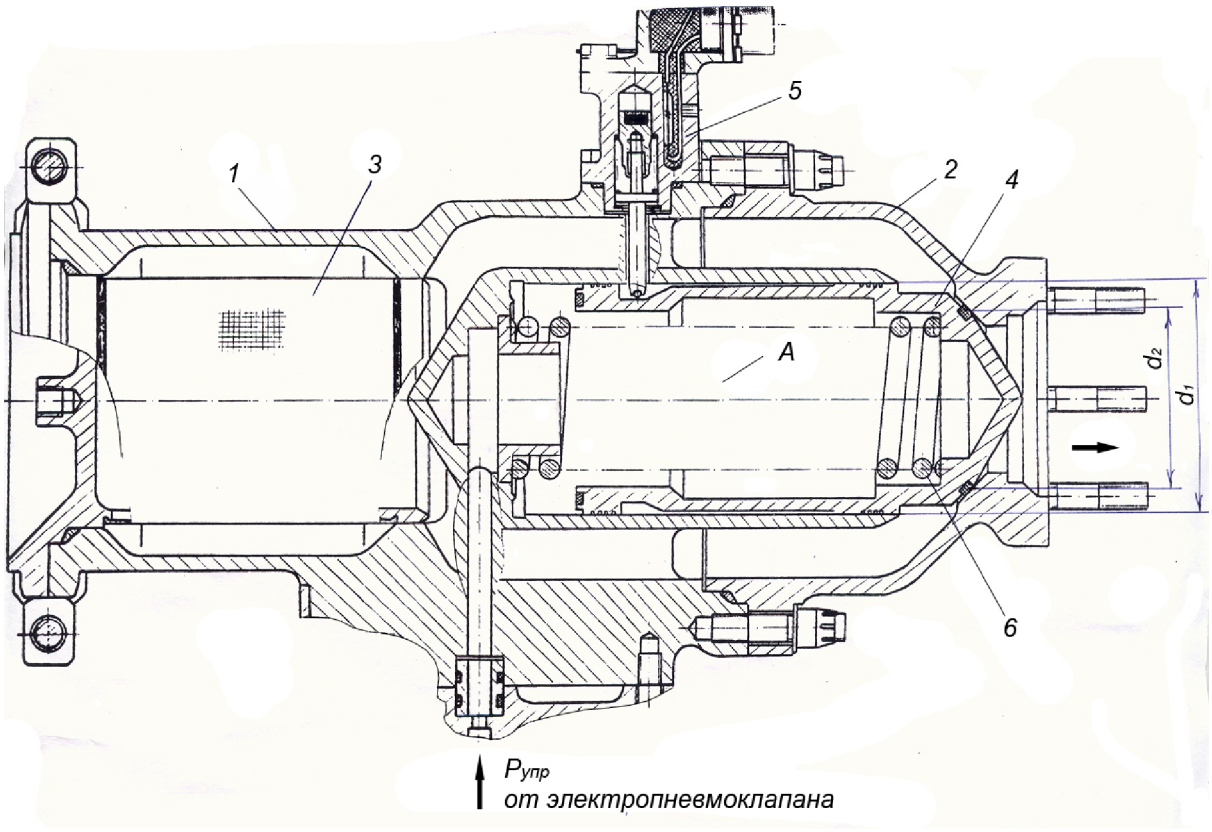


Рисунок 14.37 - Стопорный клапан
1-корпус; 2-фланец; 3-фильтр; 4-клапан;
5-сигнализатор положения запорного органа; 6-пружина

В последние годы в агрегатостроении, особенно авиационном, наметилась тенденция в создании комплексных агрегатов, т.е. в блочном исполнении сразу несколько агрегатов, выполняющих разные функции, необходимые для нормального функционирования системы. Такое конструктивное решение обеспечивает уменьшение количество трубопроводов на летательных аппаратах.

В такие блоки функционально обычно объединяют обратные, предохранительные, регулирующие, электромагнитные клапаны, всевозможные датчики, фильтры, а иногда и непосредственно исполнительные механизмы.

В качестве таких конструктивных решений можно привести следующие примеры: комбинированного регулятора системы наддува пассажирского самолета (рис.14.38, в нем функционально объединены регулятор воздуха, обратный и электромагнитный клапаны); комплексный гидроагрегат (рисунок 14.39, в нем объединены фильтры, датчики, обратные клапаны); агрегат наддува кабины истребителя (рисунок 14.40, в котором объединены функционально регулятор воздуха, электромагнитный клапан, обратный клапан и др.).

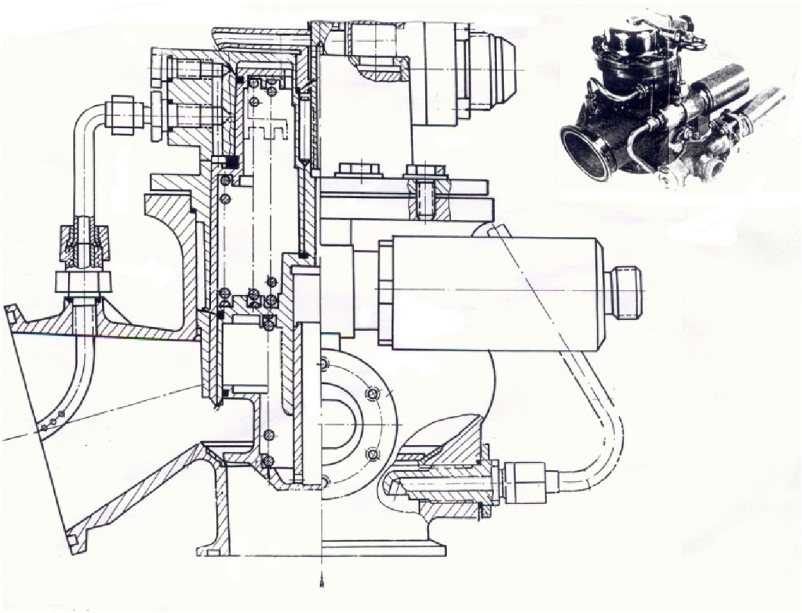


Рисунок 14.38 - Комбинированный регулятор наддува

Основные технические данные:
Рабочая среда – воздух
Температура рабочей среды – до +660ºС
Температура окружающей среды – ±60ºС
Расход воздуха – от 600 до 7500 кг/час
Давление на «входе» – до 1,8 МПа
Давление на «выходе» – 0,38…0,45 МПа

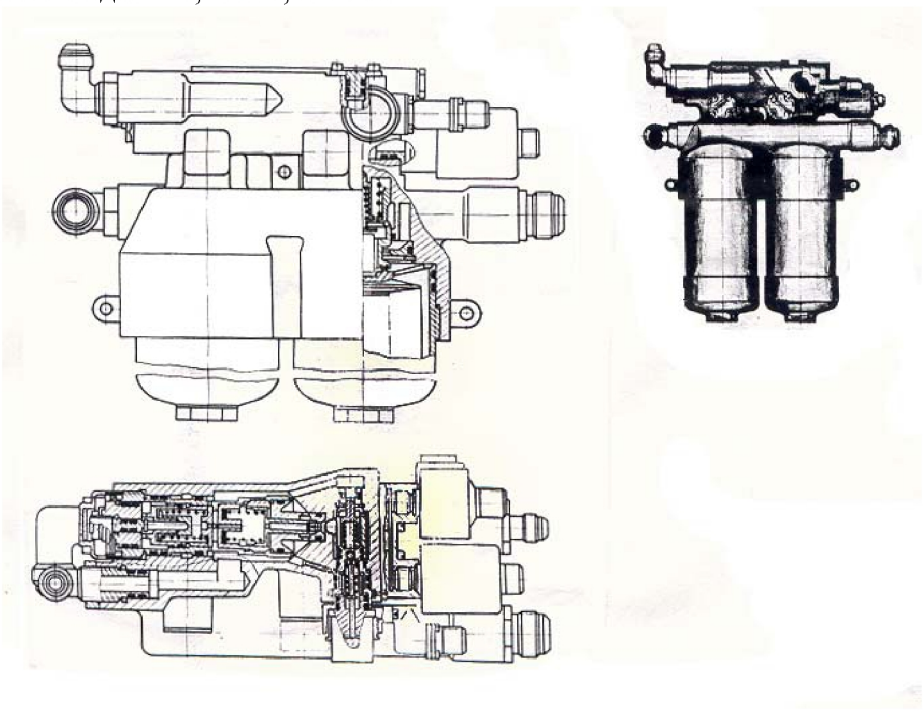


Рисунок 14.39 - Комплексный гидроагрегат

Основные технические данные:
Давление – до 265 кгс/см^2
Температура рабочей среды – от -60 до +200ºС
Температура окружающей среды – от -60 до +180ºС
Рабочее тело – 7-50с-3
Расход– до 220 л/мин

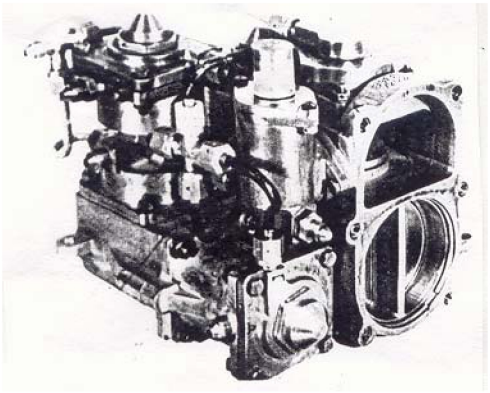


Рисунок 14.40 - Агрегат наддува кабины

15. КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА И НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ

При проектировании любого агрегата зачастую конструктору приходится решать многочисленные противоречивые задачи, от успешного решения которых зависят ресурс и надежная работа не только агрегата, но и в целом всего изделия. При решении этих задач, конструктору совместно с технологическим службами приходится принимать порой неординарные решения, поскольку на момент проектирования агрегата иногда отсутствуют необходимые материалы (прежде всего уплотнительные), рекомендации предыдущего опыта создания подобных конструкций. Связано это в основном с постоянно возрастающими и ужесточающимися требованиями к агрегатам в связи с развитием техники, расширением температурного диапазона эксплуатации агрегатов, ростом требований к входным и выходным параметрам, увеличением сроков эксплуатации агрегатов, увеличением сроков межремонтного ресурса при одновременном обеспечении требований по надежности к агрегатам авиационной техники не менее 0,999999.

Общеизвестно, что эластомеры (резиновые смеси) являются практически идеальным уплотнительным материалом. Однако для агрегатов авиационной техники принята стандартная температура окружающей среды - $\pm 60\,^{0}C$, а учитывая что температура рабочих сред при этом у агрегатов достигает значений +250…550 ^{0}C, т.е. уплотнения в агрегатах должны быть работоспособны в пределах от -60 ^{0}C до +550 ^{0}C. Это значит, что ни одна марка резины на основе существующих каучуков не удовлетворяет указанным требованиям. Да и использование уплотнений на основе полимеров также имеют ограничение по плюсовой температуре.

В этих случаях можно рекомендовать для уплотнений штоков, цилиндров последовательную установку уплотнительных устройств, выполненных из разных марок резины. Например, резины ИРП-1078, ИРП-1078 А, ИРП-1353 и др. (на основе нейтральных каучуков СКН- 18, СКН-26) самые низкие допустимые температуры эксплуатации - до -55 ^{0}C при допустимой плюсовой температуре - +100 ^{0}C, а резины ИРП-1144, ИРП-1287, ИРП-1287 М, ИРП-1316 и др. (на основе фторкаучуков СКФ-26, СКФ-32) имеют температурный диапазон эксплуатации от -18 ^{0}C до +250 ^{0}C. При рабочей среде с температурой до +250 ^{0}C можно рекомендовать следующую установку уплотнительных колец (см. рисунок 1).

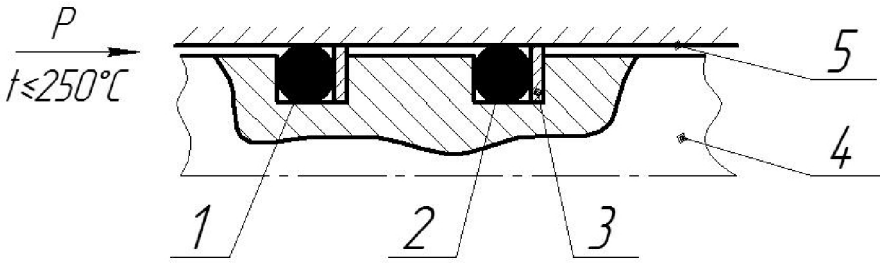


Рисунок 15.1 – Схема установки уплотнительных колец:
1 – кольцо (ИРП-1287), 2 – кольцо (ИРП-1078А), 3 – фторопластовая защитная шайба,
4 – шток, 5 – корпус

В случае более высокой температуры рабочей среды - до +400 ^{0}С можно рекомендовать использовать уплотнительное устройство, например, на основе фторопласта и с использованием теплозащитного покрытия. Как показали исследования, проведенные на газовом дросселе (рисунок 2), критическим для уплотнительного устройства вращающегося вала, является температур, передаваемая по вращающемуся валу, и вызывающая оплавление кромки фторопластовой манжеты. Конструктивное решение уплотнительного устройства (рисунок 3) позволило эксплуатировать газовый дроссель при температуре до +410^{0}С.

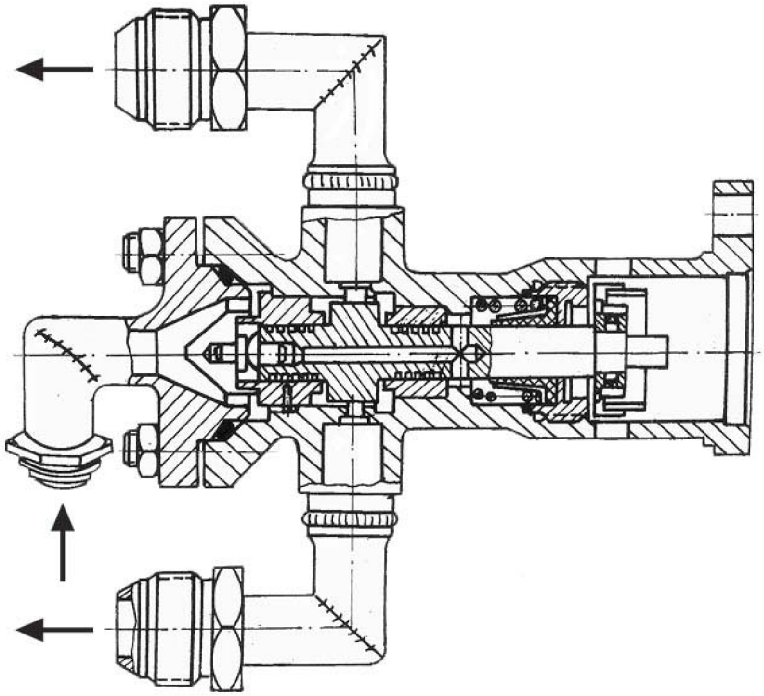


Рисунок 15.2 – Газовый дроссель

Наиболее сложным для конструктора агрегатов в силу целого ряда причин, которые были отмечены ранее, является обеспечение работы клапанных уплотнений. Достичь практически идеального, равномерного распределения контактных нагружений в зоне уплотнения при герметизации практически невозможно. Это кстати хорошо видно из диаграммы распределения интенсивности нагружений в зоне седло-затвор (клапан), рисунок 3.

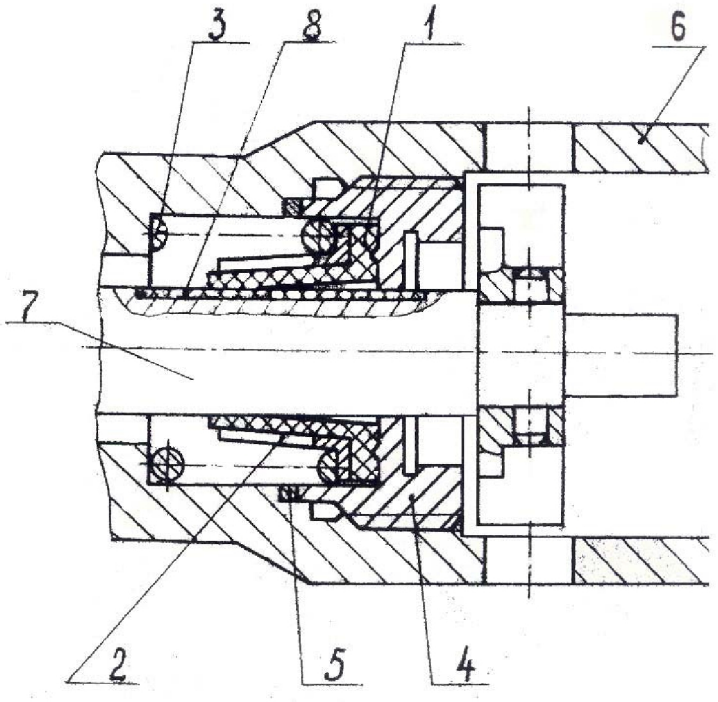


Рисунок 15.3 – Высокотемпературное уплотнительное устройство вращающегося вала:
1 – фторопластовая манжета, 2 – разрезная цанга, 3 – пружина, 4 – гайка,
5 – уплотнительное кольцо, 6 – корпус, 7 – вращающийся вал,
8 – теплозащитное покрытие

Более равномерное распределение нагружений как показывает опыт позволяет решить либо наличие значительного направления (традиционные решетки), равного не менее диаметру проходного сечения при сжимаемом зазоре (20…40мм) двигающегося затвора, либо конструктивно осуществить самоустановку клапана при его посадке на седло, например с помощью шарнирной муфты (рисунок 15.4 [1]), и с использованием компенсационного соединительного устройства (рисунок 15.5 [2]), либо подвески клапана на специальных струнах (рисунок 15.6), что одновременно позволяет и уменьшить габариты и массу агрегата. Это немаловажно для авиационной техники [9].

Хорошие результаты обрезиненный клапан (шар) самоустанавливающийся с седлом с помощью электромагнитного управления.

В процессе проведения испытаний по оценке герметичности соединения клапан-седло можно за счет организации в конструкции агрегата при его проектировании регулируемого фиксированного контакта можно подобрать такое взаимное расположение клапана и седла, которое позволит получить более равномерное кольцевое распределение нагружений в зоне контакта и тем самым снизить потребное усилие для герметизации приблизительно на 10%...15%, т.е. существенно уменьшить негерметичность по уплотнительному соединению. Некоторые конструкции таких устройств с регулируемым фиксируемым контактом показаны на рисунке 15.8 а, б, в. [3]

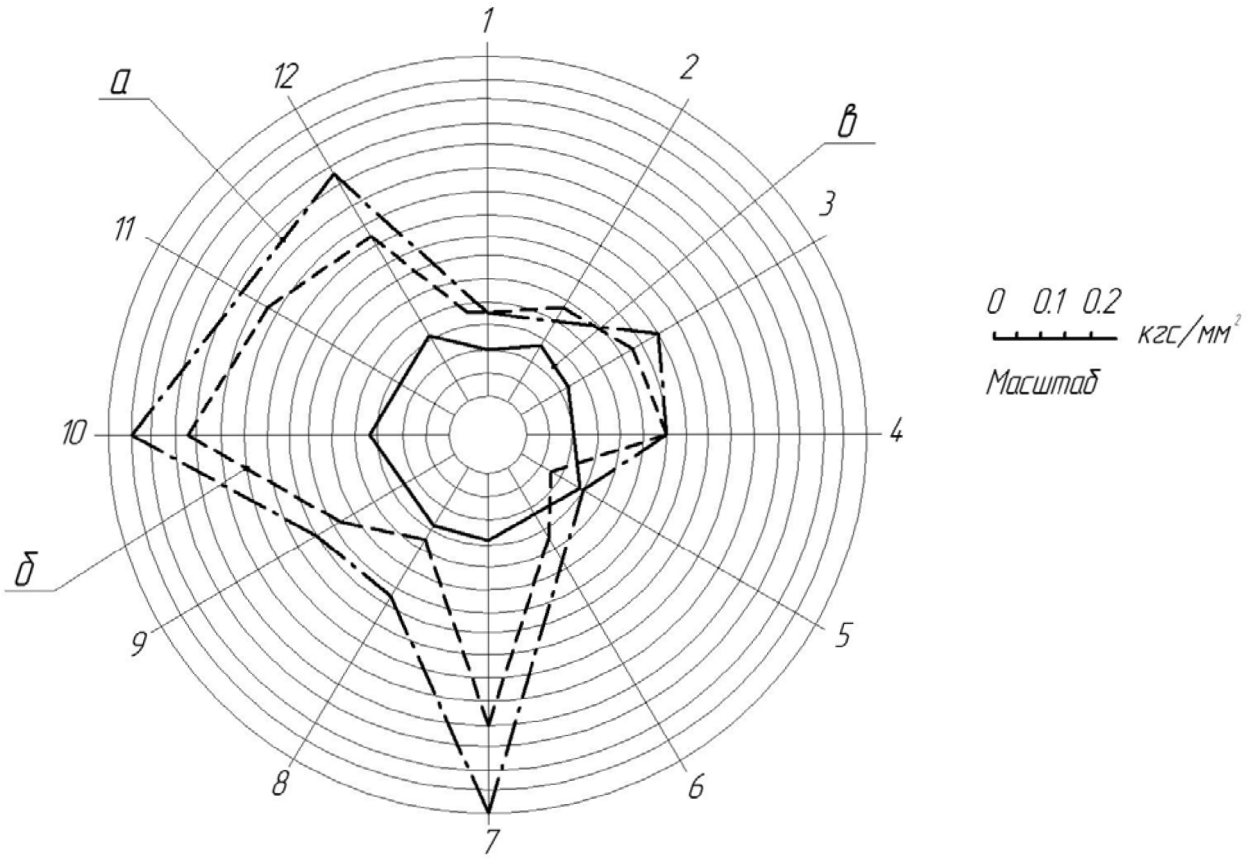


Рисунок 15.3 – Интенсивность нагружений в зоне контакта седло-клапан

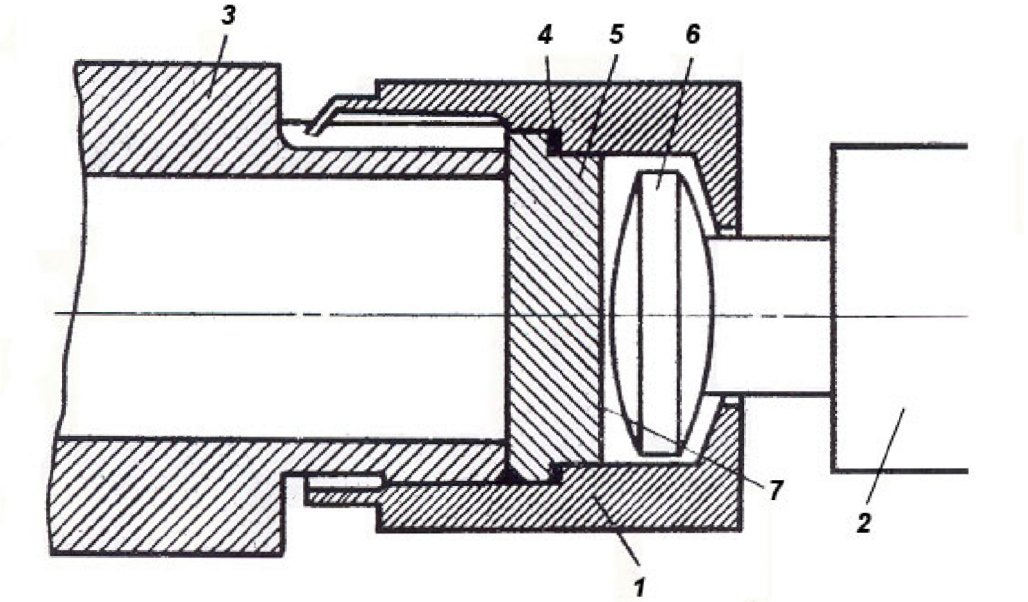


Рисунок 15.4 – Шарнирная муфта:
1 – стакан, 2 – клапан (затвор), 3 – ступица, 4 – кольцо уплотнительное,
5 – сухарь, 6 – сферическая головка клапана, 7 – торцевая поверхность сухаря

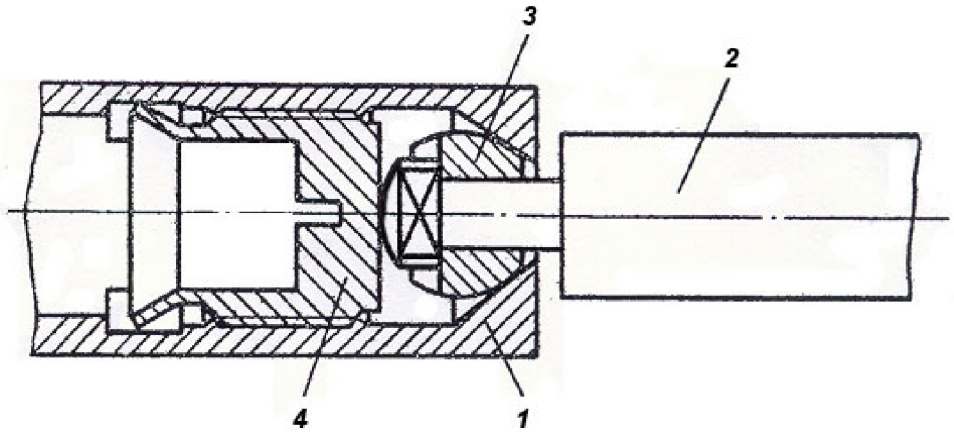


Рисунок 15.5 – Компенсационное соединительное устройство:
1 – стакан, 2 – клапан (затвор), 3 – сферический элемент, 4 - подпятник

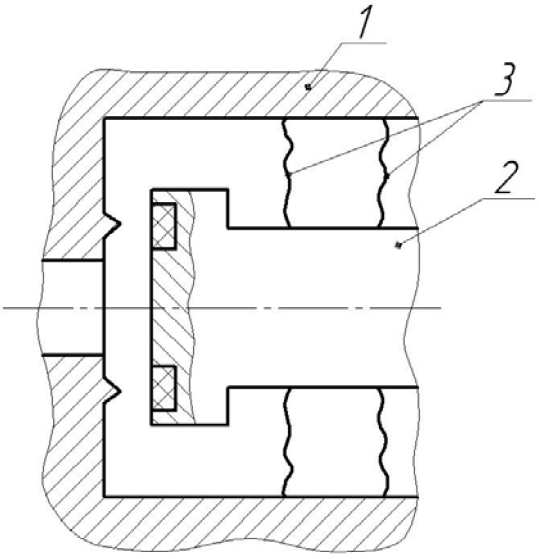


Рисунок 15.6 – Схема подвески клапана на струнах:
1 – корпус, 2 – клапан, 3 – струны

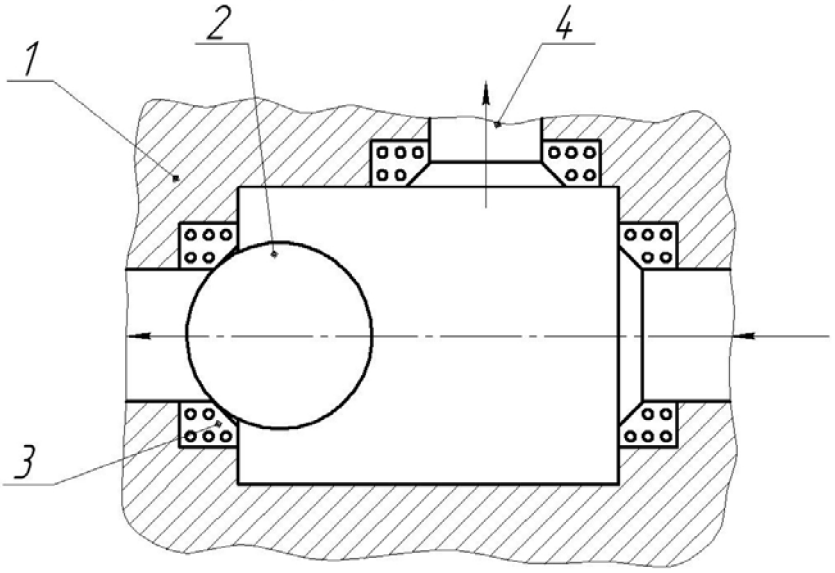


Рисунок 15.7 – Схема самоустанавливающегося шарового клапана:
1 – корпус, 2 – обрезиненный клапан (шар), 3 – обмотка электромагнитов

В процессе эксплуатации агрегатов при их срабатывании часто приходится сталкиваться с увеличением схватывания, препятствующим как открытию, так и перекрытию

магистрали с рабочей средой. Причиной такого явления могут быть адгезионные явления или льдообразование, что требует существенного увеличения усилий при срабатывании, эти отрицательные явления так же устранимы конструктивными способами. Рассмотрим некоторые из них.

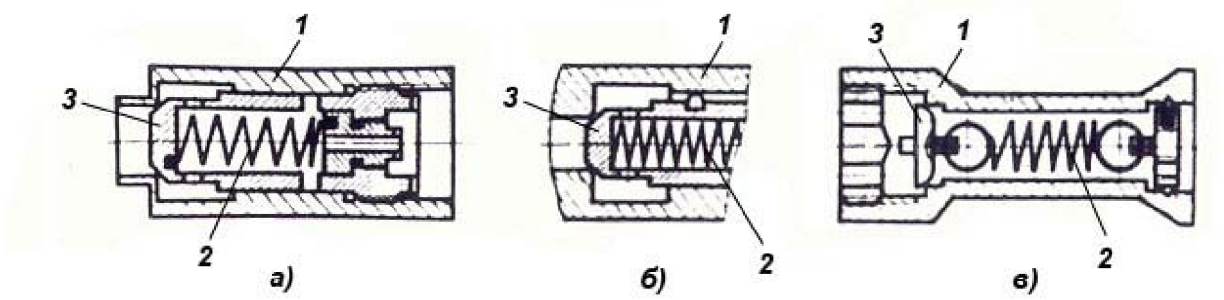


Рисунок 15.8 – Схемы конструкций клапана с фиксированным контактом:
а, в – со ступенчатой регулировкой пружины,
устанавливаемой в пазы, равномерно расположенные в клапане (гайке),
б – со специальным штифтом (винтом, вкладышем и т.п.)
и равномерно расположенными пазами, либо в корпусе, либо в клапане,
1 – корпус, 2 – пружина, 3 – клапан

На рисунке 15.9 представлено конструктивное решение обратного клапана, у которого для преодоления или взаимного схватывания направляющих поверхностей запорного органа и корпуса устройство выполнено в виде пьезоэлектрического преобразователя, снабженного блоком питания и блоком измерения, причем пьезоэлектрический преобразователь состоит из полного пьезоэлектрического цилиндра, внутреннего и внешнего электродов, при этом полный пьезоэлектрический цилиндр поляризован в радиальном направлении и соединен с обеспечением акустического контакта соосно с корпусом. [4]

При необходимости перемещения клапана на открытие или закрытие в случае его прилипания или льдообразования, препятствующих процессу срабатывания агрегата наряду с традиционными решениями: конструктивное обеспечение отсутствия тупиковых замкнутых полостей при проектировании, введение специальной системы продувки внутренних полостей агрегата инертными газами перед срабатыванием (особенно это актуально для агрегатов криогенных систем) можно рекомендовать использование непосредственной рабочей среды. В частности в конструктивном исполнении (рисунок 15.10) применена микротурбина, связанная с клапаном и при необходимости она обеспечивает раскрутку клапана в момент срабатывания агрегата, его отрыв без дополнительного увеличения абсолютной величины силы (давления) [5].

Любое уплотнение при эксплуатации подвергается различным энергетическим воздействиям. Постоянно действующим фактором являются тепловая энергия, а для уплотнено в нормально закрытых агрегатах и удельная контактная нагрузка от привода, обеспечивающего герметизацию. Иногда проявляется и воздействие радиационной и электрической энергии. Все эти виды энергетического воздействия определяют интенсивность статических процессов старения уплотнения, а, следовательно, определяют и его ресурс работы.

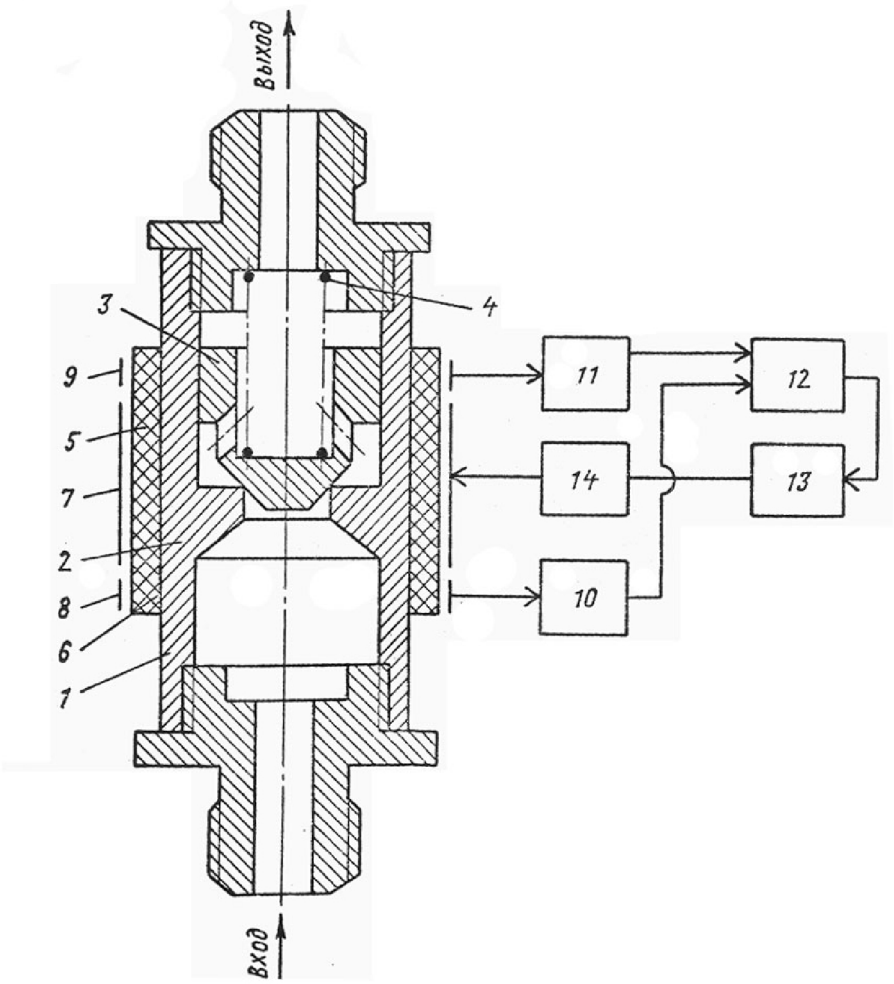


Рисунок 15.9 – Обратный клапан:
1 – корпус; 2 – седло; 3 – запорный клапан; 4 – пружина;
5 – пьезоэлектрический преобразователь, 6, 7 – электроды;
8,9 – измерительные электроды, 10, 11 – усилители заряда; 12 – схема сравнения;
13 – схема запуска блока питания; 14 – генератор высокочастотных колебаний

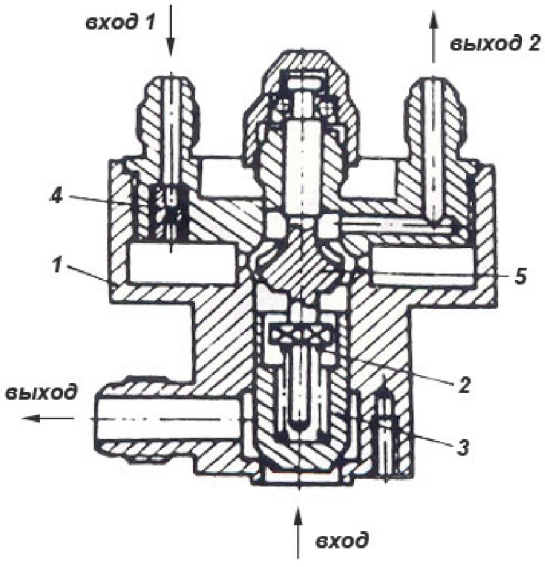


Рисунок 15.10 – Клапан:
1 – корпус; 2 – пружина; 3 – затвор; 4 – дроссель; 5 - микротурбина

В динамических условиях нагружения действуют также механическая энергия деформации и трения, волновая механическая энергия, выделяющаяся при вибрации, звуковых и ультразвуковых колебаниях. В результате этих воздействий в материале происходят следующие физико-химические изменения: физического характера в результате сорбционного и диффузионного массообмена компонентов материала уплотнения и сред; химического характера в структуре материала – химическая деструкция; механического характера в результате процессов деформации и трения.

Эти процессы естественно ускоряются во времени при постоянном воздействии на уплотнения усилия привода, обеспечивающего герметичность соединения в широком температурном диапазоне. Обычно это постоянное усилие герметизации неизменяющейся при изменении температуры эксплуатации. А известно, что при разных температурах рабочей среды для герметизации соединения требуется и разные усилия для герметизации. Поэтому для увеличения ресурса работа агрегата важным элементом является разгрузки уплотнений в процессе эксплуатации. Решение этой проблемы целиком зависит при проектировании агрегатов о конструктора.

Рассмотрим некоторые конструктивные решения разгрузки при изменениях температуры. Они основаны на использовании биметаллических пластин или специальной оболочки рисунок 15.11, 15.12, 15.13, 15.14 [6, 7, 8, 10]

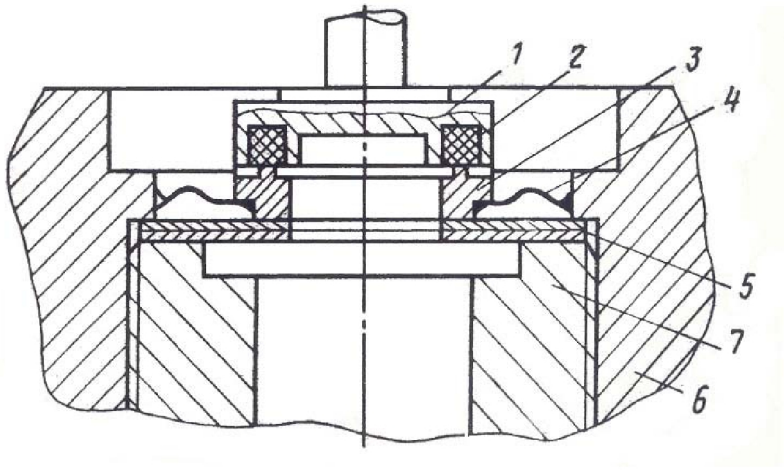


Рисунок 15.11 – Уплотнительный узел клапана:
1 – клапан; 2 – уплотнитель; 3 – седло; 4 – мембрана;
5 – биметаллический пластик; 6 – корпус; 7 – втулка

Для разгрузки уплотнителя от воздействия усилия привода во время хранения агрегата в нормальных условиях или до времени ввода агрегата в работу после его монтажа на основное изделие можно рекомендовать следующие конструктивные решения. На рисунке 15.15 представлены конструктивные решения на основе отжимных устройств.

Конструкция, представленная на рисунке 15.16, обеспечивает требуемое контактное давление для герметизации лишь после стыковки агрегата с опытным изделием.

На рисунке 15.17 показана конструкция разгруженного уплотнительного устройства нормально закрепленного клапана, срабатывающего только при наличии давления рабочей среды. [12]

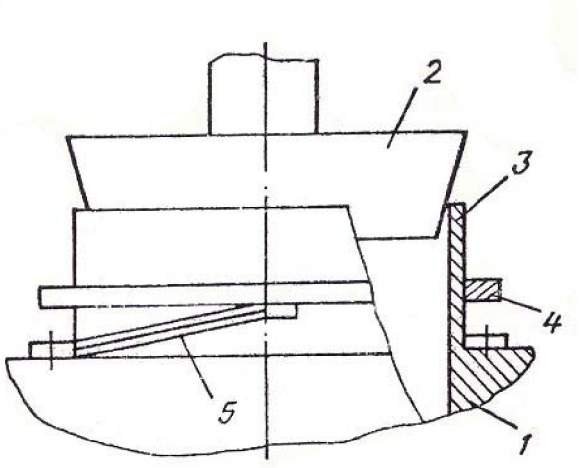


Рисунок 15.12 – Клапан:
1 – корпус; 2 – запорный орган; 3 – седло; 4 – скользящее кольцо;
5 – биметаллический фиксатор

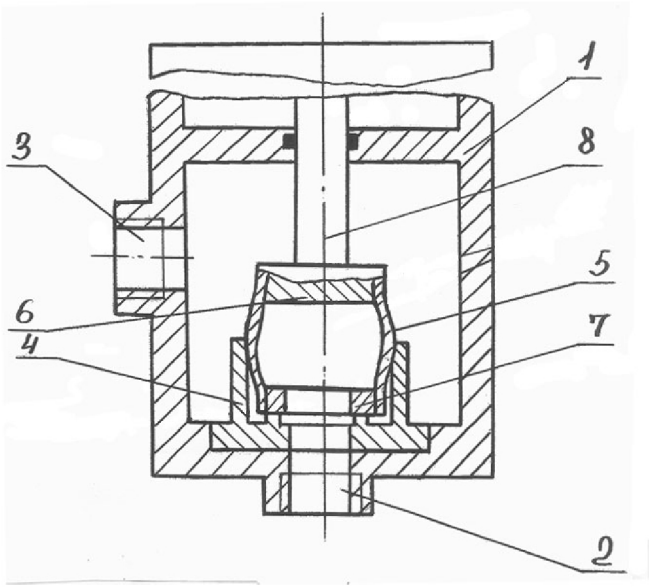


Рисунок 15.13 – Запорное устройство для широкого диапазона рабочих температур:
1 – корпус; 2 – выходная полость; 3 – входная полость; 4 – седло;
5 – цилиндрическая оболочка клапана; 6, 7 – торцы клапана; 8 – шток

В процессе приемки агрегата и особенно в процессе его эксплуатации для обеспечения требуемых параметров по герметичности запорных органов на всем протяжении ресурса, при выполнении регламентных работ особенно важно проводить регулировки элементов, обеспечивающих поддержание требуемого контактного давления.

На рисунке 15.18 [13] и 15.19 [14] представлены такие конструкции с использованием рычажных систем.

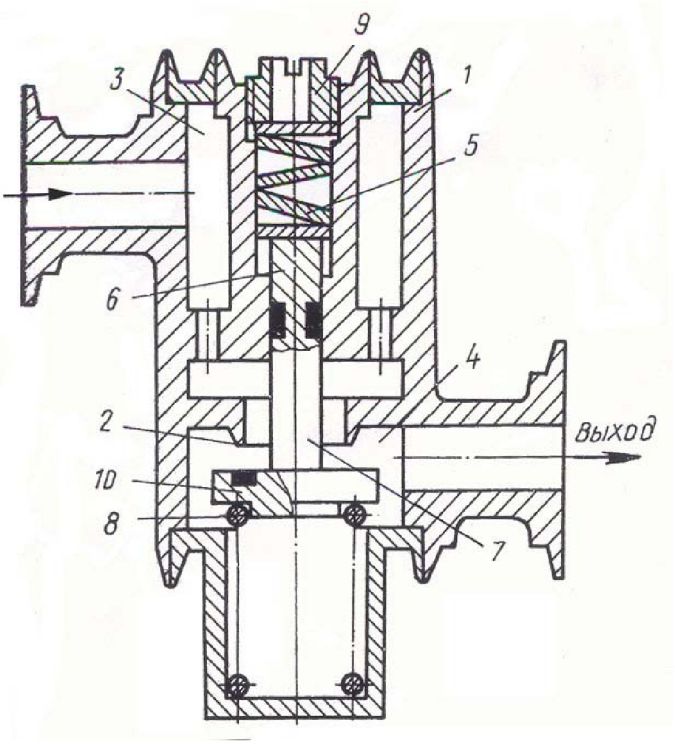


Рисунок 15.14 – Дренажно-предохранительное устройство для криогенной системы:
1 – корпус; 2 – седло; 3 – входная полость; 4 – выходная полость;
5 – пакет упругих биметаллических пластин; 6 – хваостовик штока;
7 – шток; 8 – пружина; 9 – пята; 10 – тарель

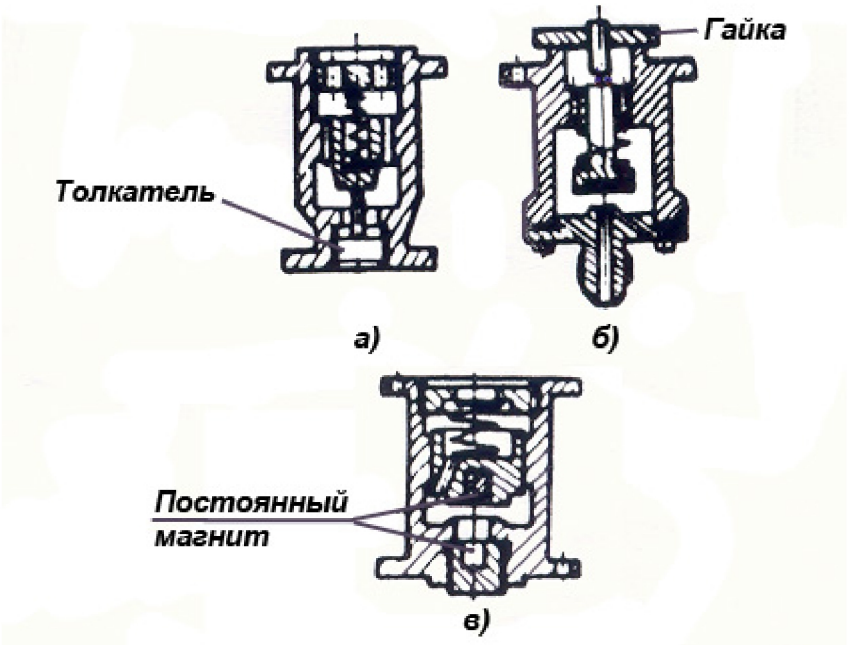


Рисунок 15.15 – Отжимные устройства КУ при хранении:
а – с помощью толкателя и специальной заглушки,
б – с помощью винта и специальной заглушки,
в – с помощью двух постоянных магнитов, смонтированных в седле клапане [15]

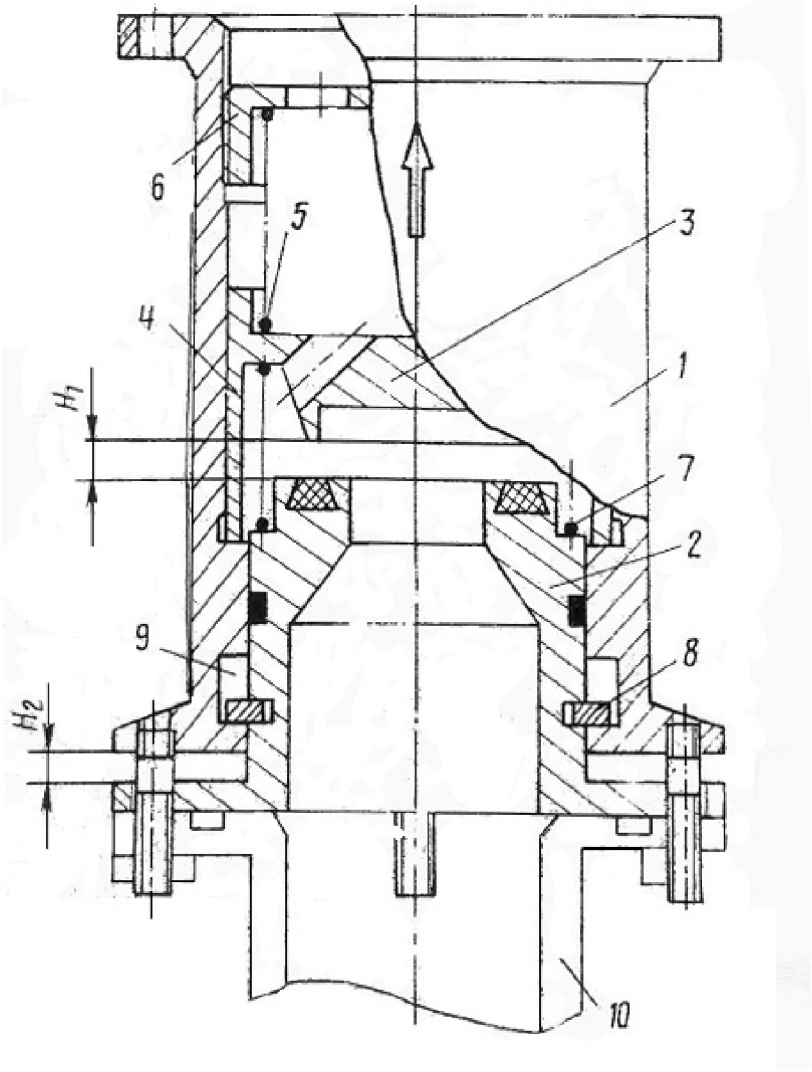


Рисунок 15.16 – Затвор с механизмом разгрузки при хранении и транспортировке:
1 – корпус; 2 – подвижное седло; 3 – запорный орган; 4 – втулка; 5 – пружина;
6 – подпятник; 7 – пружина; 8 – упорное кольцо; 9 – проточка; 10 – ответная деталь

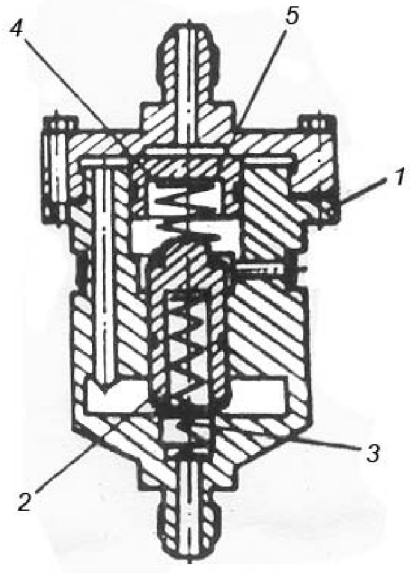


Рисунок 15.17 – Разгруженное уплотнительное устройство
1 – корпус; 2 – клапан; 3, 5 – пружина; 4 – поршень

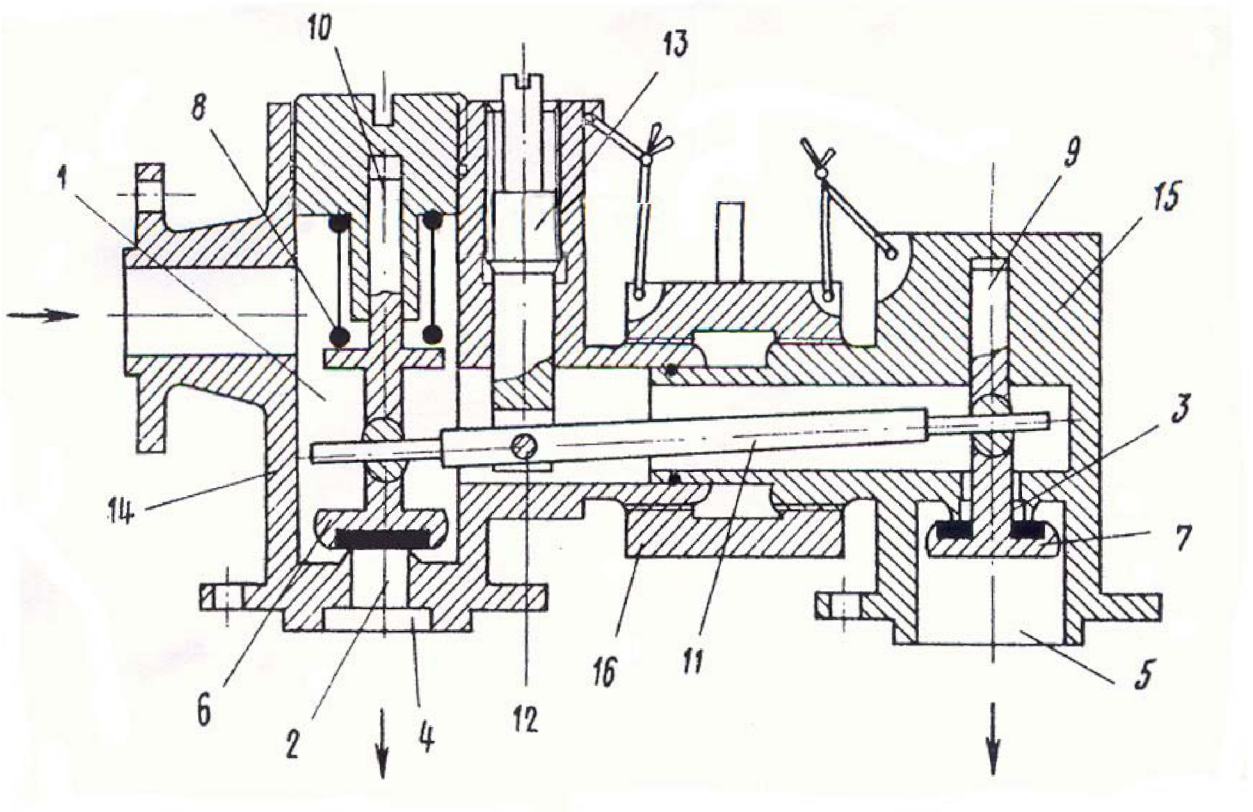
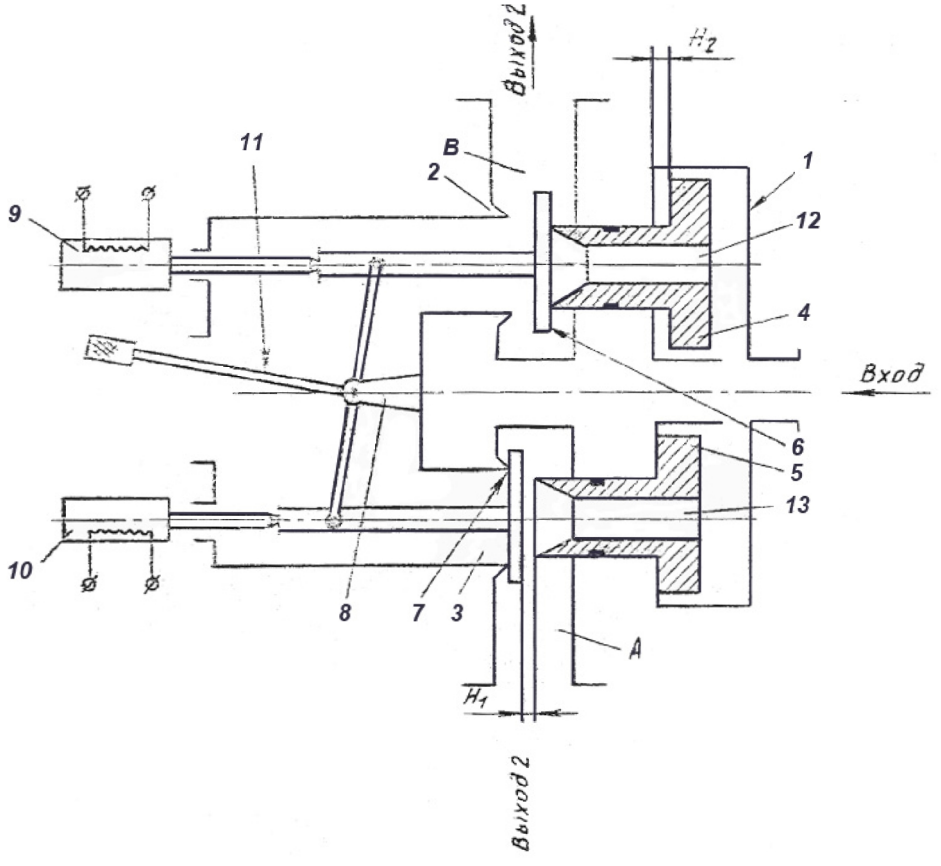
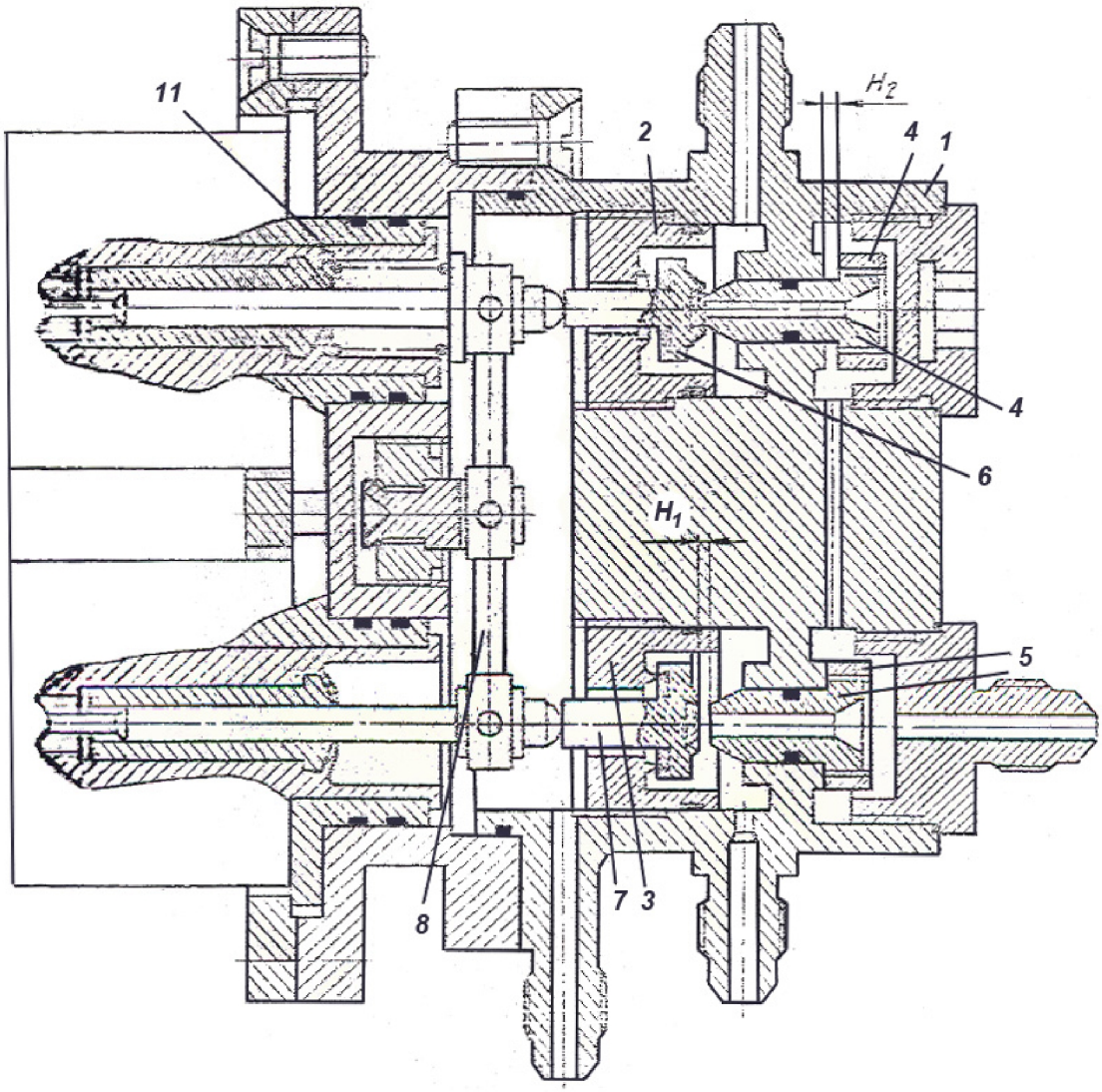


Рисунок 15.18 – Предохранительный клапан:
1 – входная полость; 2,3 –каналы; 4,5 – выходные полости; 6,7 – запорные клапаны;
8 – пружина; 9, 10 – штоки; 11 – двуплечий рычаг; 12 – ось; 13 – винт регулировочный;
14, 15 – корпуса; 16 – гайка



а)



б)

Рисунок 15.19 – Распределитель
а – принципиальная схема, б – конструкция распределителя (общий вид)
1 – корпус; 2, 3 – неподвижные седла; 4,5 – подвижные седла;
6,7 – двусторонние запорные органы; 8 – рычажно-шарнирный механизм;
9, 10 – электромагниты; 11 – рукоятка; 12, 13 – каналы

В общем случае срабатывания любого агрегата, при котором элементы клапанного уплотнения – тарель и седло вступают в контакт, включает в себя два этапа: тарель перемещается под воздействием управляющих сил и сил сопротивления перемещению; тарель прижимается к седлу вследствие ударного процесса, при котором могут наблюдаться отскоки. При этом агрегаты как отмечалось выше подвергаются воздействию внешних возмущений.

На рисунке 15.20 представлена схема анализа динамических явлений в клапанных элементах.

На практике имеет место большое количество влияющих факторов: конструктивные особенности привода, потери энергии на трение в направляющих, потери энергии (или дополнительная энергия), связанные с движением клапана в газовой среде, электромагнитные явления в приводе и др. В общем виде энергию клапана в момент соударения с седлом можно представить в виде функций (16)

$$E = f(E_1, E_2, E_3)$$

где E_1 - факторы, связанные с силовыми характеристиками привода;

E_2 - факторы, учитывающие потери на трение в направляющих;

E_3 - факторы, связанные с гидродинамическими явлениями при пережатии струи.

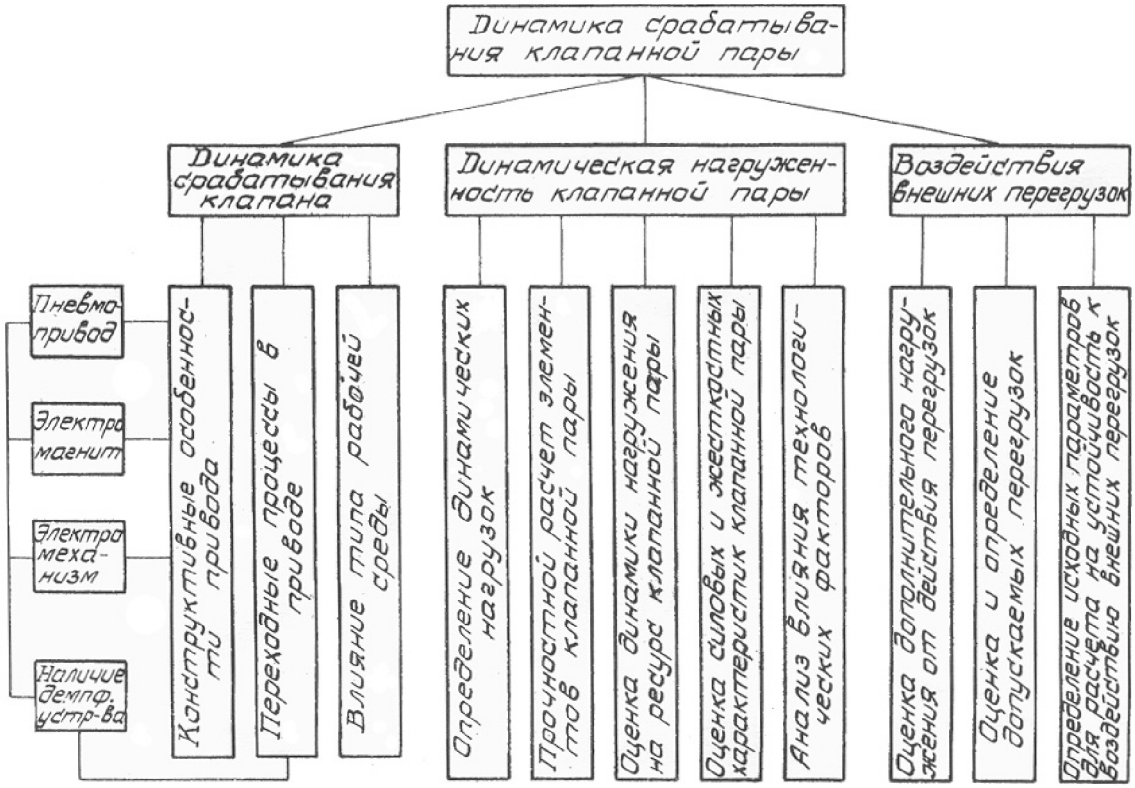


Рисунок 15.20 – Схема анализа динамических явлений в клапанной паре при срабатывании агрегата

Отскоки (см. рисунок 15.21, виброграмму корпуса пневмоагрегата) при соударении напрямую связаны с ресурсом работы агрегата, поскольку они во много раз существенно увеличивают количество циклов нагружения уплотнения по сравнению с расчетными величинами.

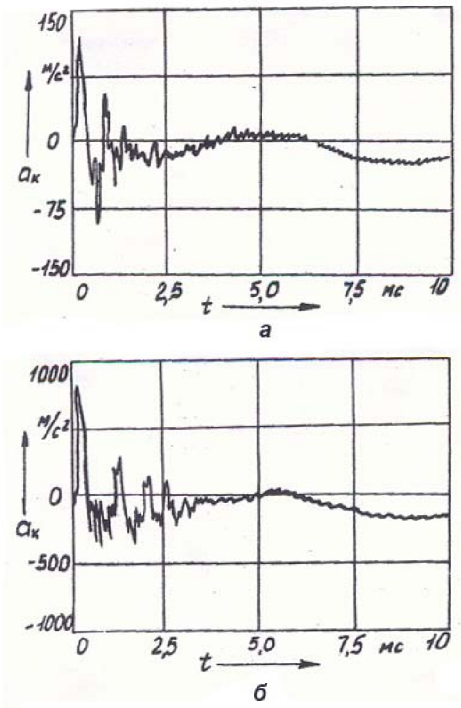


Рисунок 15.21 – Виброграмма корпуса: а - $V_0 = 0{,}16 м/с$,

Если посмотреть на уравнение движения подвижных частей клапана при срабатывании, то видно, что энергия соударения линейно зависит от массы подвижных частей и связана с квадратичной зависимостью со скоростью их соударения ($\frac{mV^2}{2}$).

Идеальной схемой срабатывания агрегата при перекрытии потока считалась бы схема: максимальное быстродействие при практически нулевой скорости посадки клапана на седло и минимальной массе подвижных частей в момент соприкосновения клапана с седлом.

На рисунке 15.22 [17] дана конструкция агрегата с отключением части массы подвижных частей перед посадкой клапана на седло при одновременном увеличенном усилии на страгивания поршня.

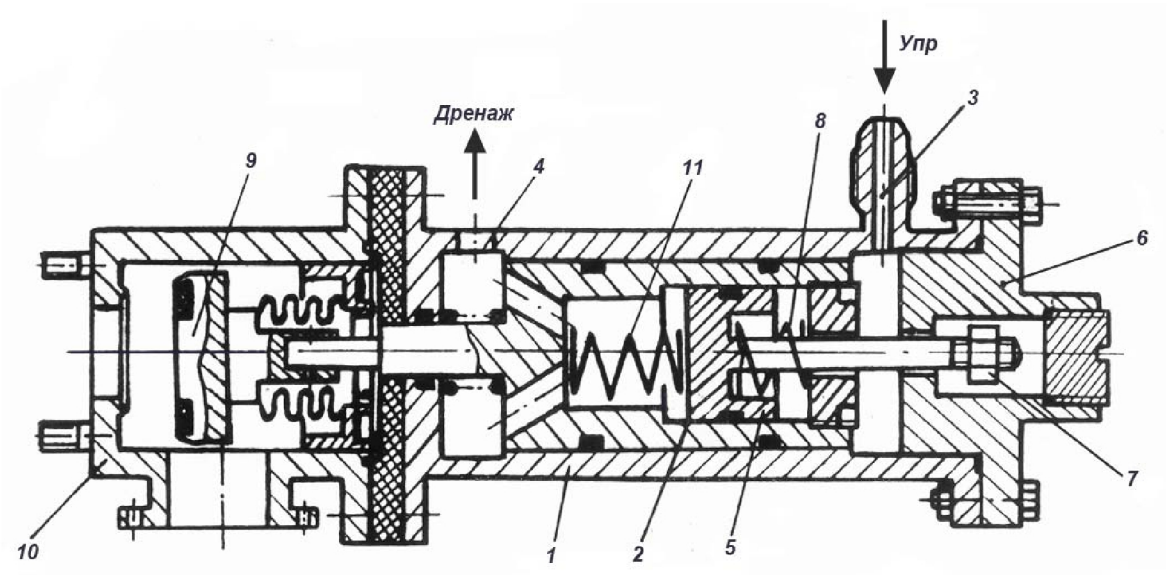


Рисунок 15.22 – Исполнительный цилиндр:
1 – корпус; 2 – основной полый поршень; 3, 7 – штоки; 4,5 – рабочие камеры; 6 – вспомогательный поршень; 8, 11 – пружины; 9 – тарель клапана; 10 – корпус

На рисунке 15.23 [18] предлагается конструктивное решение со снижением скорости посадки клапана непосредственно при соприкосновении с седлом за счет увеличения сил трения непосредственно перед Н..

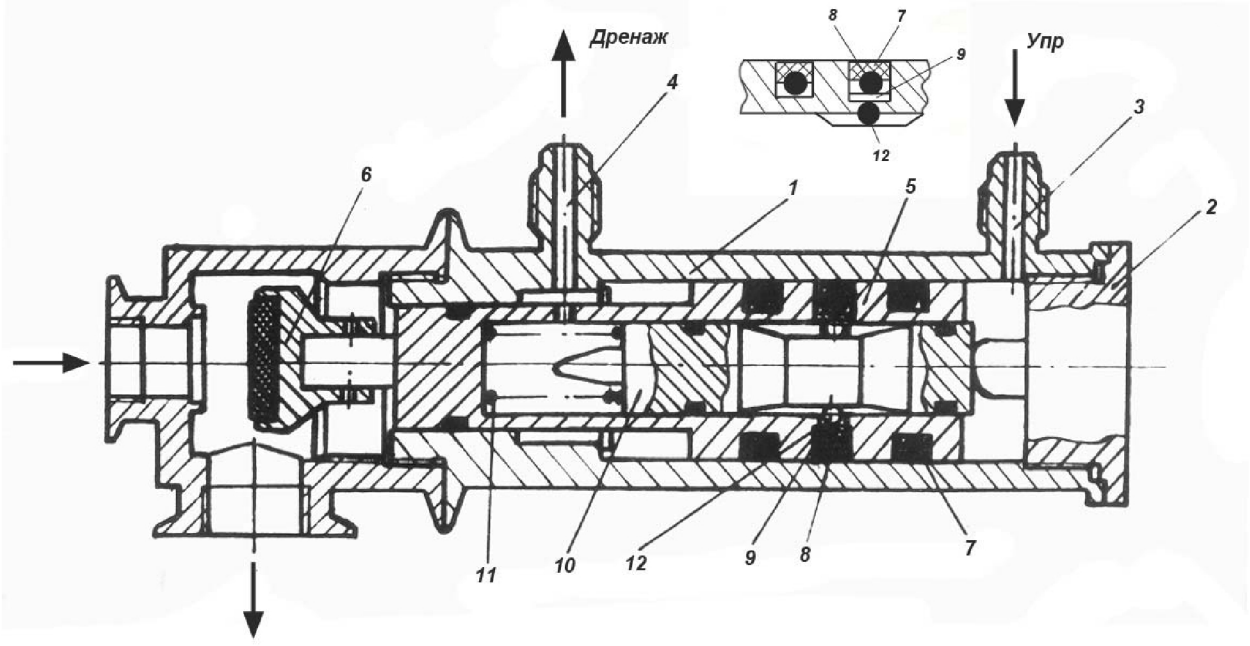


Рисунок 15.23 – Силовой цилиндр:
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – канал подвода управляющего давления; 4 – канал дренажа; 5 – поршень; 6 – клапан; 7 – фторопластовая манжета; 8 – резиновое кольцо; 9 – разрезное кольцо; 10 – толкатель; 11 – пружина; 12 – шарики

Технологические методы повышения ресурса и надежности агрегатов

Они, прежде всего, заключаются в качественном обеспечении изготовления всех деталей в соответствии с требованиями технической документации на спроектированный агрегат.

Это, прежде всего, зависит от служб главного металлурга, главного технолога, главного метролога и главного контролера.

Рассмотрим некоторые аспекты связанные с работой этих служб, обеспечивающих и существенно влияющих на ресурс и надежность работы агрегатов.

С точки зрения работоспособности многих конструктивных элементов агрегатов, в особенности деталей, работающих в условиях трения (золотниковые пары) желательно иметь «мягкую» сердцевину (НВ 200-355) и существенную поверхностную твердость (HRC>56), что вполне достижимо различными технологическими процессами: термообработкой и нанесением различных покрытий на поверхности деталей. К числу таких процессов нанесению покрытий следует отнести: хромирование, никелирование, цементацию, азотирование, металлирование.

Кроме того, все детали агрегатов находятся во взаимодействии с окружающей средой – газами, жидкостями и твердыми телами (в том числе и с сопряженными). Вследствие этого взаимодействия, а также действия различных полей (тепловых, электромагнитных, радиационных и гравитационных) внутри материала детали возникают дополнительные напряжения, которые суммируются с нагружениями от механической обработки, а на поверхности протекают физико-химические процессы – адсорбция, коррозия, эрозия, трение, трещинообразование и т. д.

Надежность 90% деталей, определяющих ресурс работы, зависит от интенсивности этих поверхностных процессов.

Уменьшить скорость протекания поверхностных процессов или вообще устранить их можно использованием материалов с повышенным сопротивлением этим процессам; изменением структуры или химического состава поверхностного слоя; нанесением покрытий из материалов с максимальным или достаточным сопротивлением внешним воздействиям. Использование материалов с повышенным сопротивлением внешним воздействиям (легированных сплавов, композиционных и других материалов с высокими специфическими свойствами) способствует увеличению срока службы деталей в 1,5-3 раза и более. Однако в условиях высоких температур и параметров внешнего воздействия однородный по всему объему детали материал в ряде случаев не может также обеспечить желаемую надежность и ресурс. Кроме того, материалы (керметы, волокнистые материалы и т.п.), которые имеют наименьшую скорость поверхностных процессов, в большинстве случаев не обладают достаточным сопротивлением по отношению к другим (не поверхностным воздействием, ударным или циклическим нагрузкам и т.д.), не удовлетворяют по технологическим свойствам (ковкости, обрабатываемости и т.д.) или технико-экологическим показателям.

Вследствие этого наиболее целесообразно во многих случаях основную часть дктали изготавливать из малодефицитного (дешевого) материала с хорошими технологическими свойствами и высокой сопротивляемостью внутренним напряжениям, а поверхностный слой изготавливать из материала, который обладает высокой сопротивляемостью поверхностным процессам (коррозии, изнашиванию и т.п.), такие детали иногда называют композитной конструкцией и их изготавливают, как указывалось выше, с применением термической или химико-термической обработкой, использование керметов и нанесением покрытий. Иногда применяют поверхностную закалку. Однако получаемая при термической обработке структура не обладает в большинстве случаев максимальной сопротивляемостью поверхностным процессам.

Следует также отметить, что на качество многих покрытий влияет бальность зерна в исходном материале. Качественные результаты получают при бальности зерна свыше 5-6 балов, что практически обеспечиваются в катанных прутках диаметром до 70 мм, при больших диаметрах бальность сбавляют ≈3,4 бал, что приводит к выкрашиванию зерен после, например, процесса цементации, азотирования при последующей механической обработки. Для получения в заготовках необходимой бальности зерен можно рекомендовать проводить горячую ковку заготовок. Кроме того, если, например, материал

12Х18Н10Т имеющий $\sigma_{ер} = 55\frac{кгс}{мм^2}$ подвергнуть такой ковки, то можно получить одновременно и повышение $\sigma_{ер}$, для стали ЭИ696 после такой операции $\sigma_{ер} = 90\frac{кгс}{мм^2}$ увеличивается до $\sigma_{ер} = 150\frac{кгс}{мм^2}$. О необходимости применения при изготовлении детали того или иного технологического процесса, конструктор должен указывать в детальных чертежах.

Качество агрегата, его эксплуатационная надежность в значительной степени зависит от технологии чистовой и отделочной обработки детали.

К таким операциям чистовой обработки относится: суперфиниширование, хонингование, полирование, тонкое шлифование, тонкое точение, обработка роликами и шариками.

Алмазное выглаживание сопоставимо с этими методами отделочной обработки. На рисунке15.24 приведены сравнительные результаты использования точного точения, шлифования и алмазного выглаживания.

Вопрос о целесообразности применения того ил иного метода обработки должен решать конструктор совместно с технологом в каждом конкретном случае с учетом как технических требований к обрабатываемой поверхности, жесткости детали, необходимой производительности.

Общеизвестно, что при механической обработки на поверхности деталей возникают напряжения растяжения, которые порой достигаю значительных величин, да еще и в совокупности с нагружением работы деталей в агрегате могут привести к явлениям усталостного разрушения. Особенно это опасно для закаливаемых деталей на повышенную твердость, таких как 2Х13, 3Х13, 4Х13 и др. подобного класса материалов. Для снятия этих напряжений и образования в поверхностном слое напряжений сжатия способствуют обработка роликами, шариками, дробеструйная обработка и, конечно, алмазное выглаживание. Рассмотрим лишь некоторые аспекты использования из перечисленных технологических процессов алмазного выглаживания.

Особенностью алмазного выглаживания в отличии от других методов обработки поверхностным пластическим деформированием является применение в качестве деформирующего элемента алмаза, который обладает следующими свойствами: чрезвычайно высокой твердостью, низким коэффициентом трения по металлу, высокой степенью чистоты, с которой может быть отполирован алмаз, высокой теплопроводностью. [19]

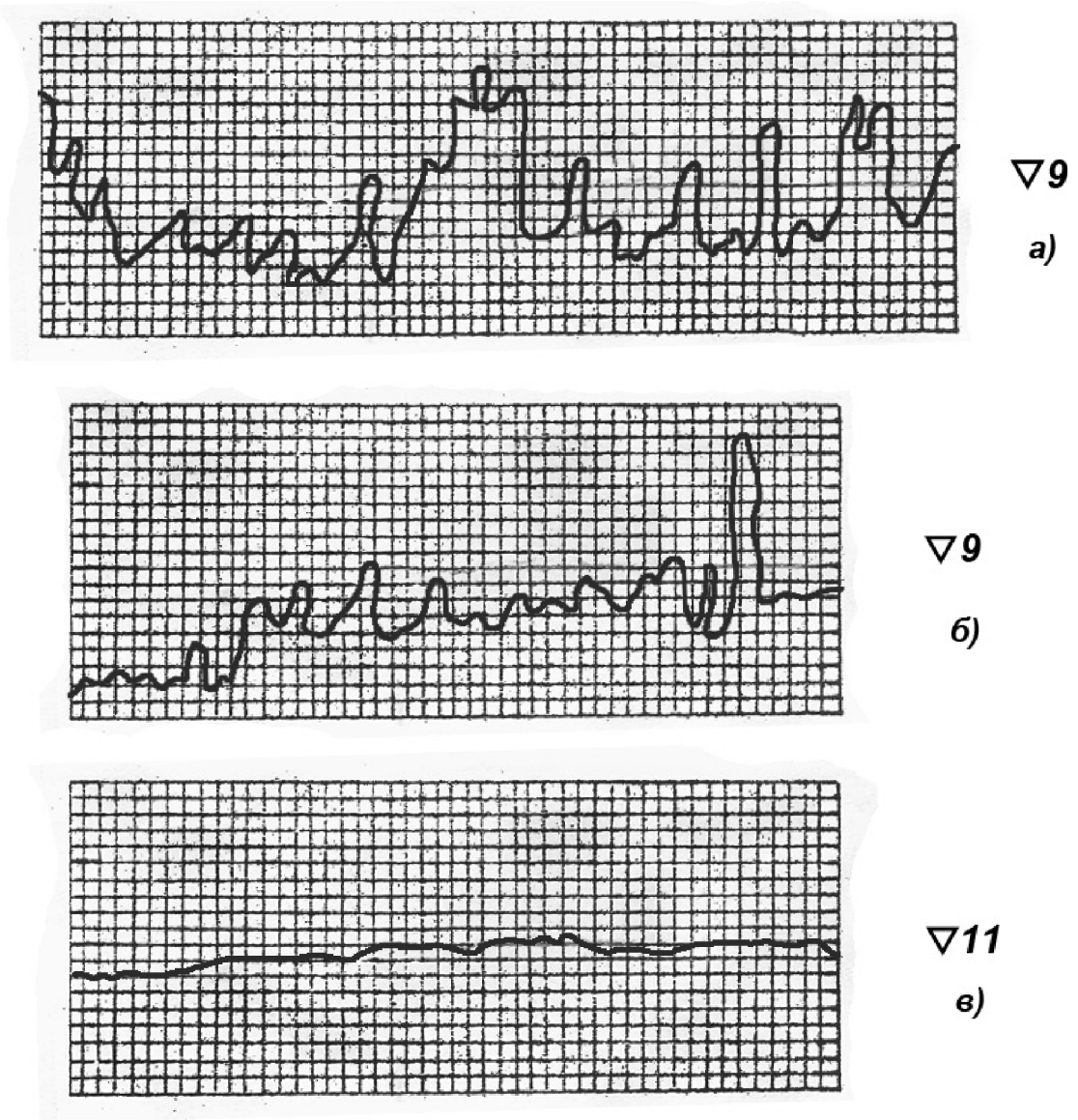


Рисунок 15.24 – Сравнительные результаты чистовой обработки:
а – точное точение; б – шлифование; в – алмазное выглаживание

Высокая твердость алмаза дает возможность обрабатывать почти все металлы, поддающиеся пластической деформации, как мягкие, так и закаленные до твердости HRC 60-65. Малая величина радиуса инструмента - выглаживателя (0,75-4 мм) обуславливает малую величину силы выглаживания (5-25 кгс), что позволяет обрабатывать тонкостенные и маложесткие детали и снижает требования к жесткости технологического оборудования.

Выглаживание производится для уменьшения шероховатости поверхности (отделка), упрочнения поверхностного слоя и повышения точности размеров и формы деталей (калибрование). Наиболее часто выглаживание применяется как отделочно-упрочняющая операция для ответственных поверхностей деталей.

Основными параметрами процесса выглаживания, влияющими на качество поверхности и производительность, являются: напряженное состояние в зоне контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью, скорость деформирования и кратность приложения нагрузки к каждой точке обрабатываемой поверхности. Напряженное состояние в зоне контакта может быть охарактеризовано средним давлением на площади контакта и определяется механическими свойствами обрабатываемого материала, размером рабочей части инструмента и глубиной его внедрения в обрабатываемую поверхность (или приложенной к нему силой).

Скорость деформирования определяется скоростью движения инструмента относительно детали, то есть скоростью выглаживания. Кратность приложения нагрузки или количество нагружений каждой точки обрабатываемой поверхности в процессе выглаживания определяется размером рабочей части выглаживания, глубиной его внедрения в обрабатываемую поверхность, подачей и числом проходов при выглаживании.

В процессе обработки алмазный инструмент – выглаживатель скользит по поверхности, прижатый к ней с определенной силой. При этом он выдавливает канавку, раздвигая металл деформируемых неровностей в стороны. По сторонам и впереди выглаживателя образуют валики из пластически деформированного металла, возникновение которых обусловлено волной деформации.

Рассмотрим деформацию поверхностного слоя в направлении выглаживания (рисунок 15.25). Прижатый к обрабатываемой поверхности с силой P_y, инструмент внедряется в нее на глубину h_0, а при движении в направлении, указанном на рисунке 15.25 стрелкой сглаживает исходные неровности. Вследствие неоднородности исходной шероховатости, твердости поверхности и волнистости реальная поверхность не является совершенно гладкой в направлении (продольная шероховатость) значительно меньше, чем высота поперечной шероховатости. После прохода инструмента происходит частичное упругое восстановление поверхности на величину $\Delta_{упр}$. Контакт инструмента с обрабатываемой поверхностью происходит по дуге «abc».

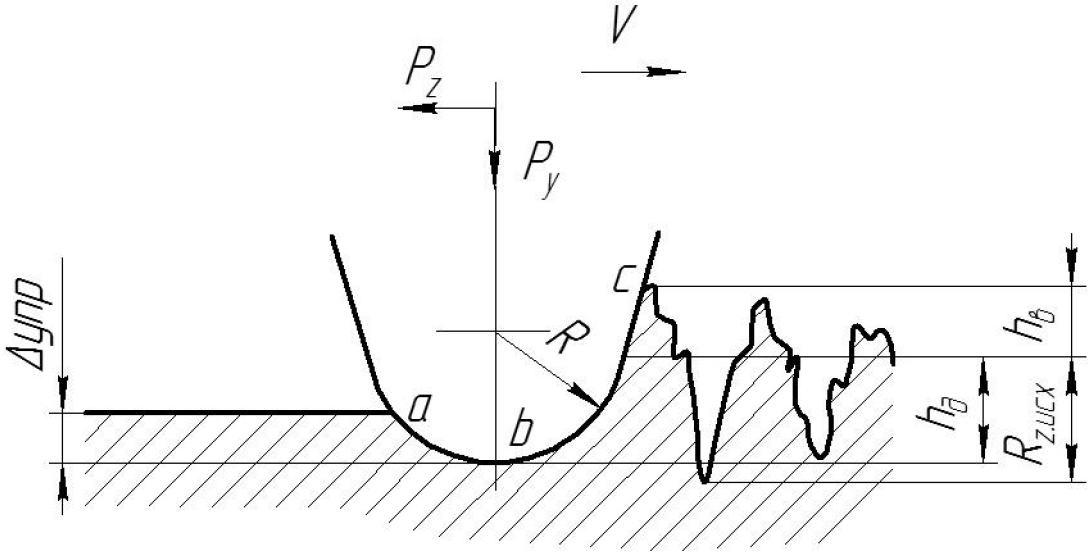


Рисунок 15.25 – Схема деформирования поверхностоного слоя при алмазном выглаживании

Вследствие того, что впереди выглаживателя образуется валик пластически деформированного металла $h_в$, передняя полуповерхность выглаживателя нагружена гораздо больше (контакт по дуге «bc»), чем задняя полуповерхность (контакт по дуге «ab»). По этой причине, а также вследствие адгезионного взаимодействия между деталью и инструментом, в процессе выглаживания возникает тангенциальная сила P_z.

Силы. При выглаживании сила «Р» раскладывается на три составляющие: нормальную P_y, тангенциальную P_z и силу подачи P_x.

Величина сил выглаживания зависит от радиуса и формы рабочей части выглаживателя, пластичности и шероховатости обрабатываемой поверхности, от глубины внедрения выглаживателя в обрабатываемую поверхность, подачи и некоторых других факторов.

В процессе обработки вследствие ряда погрешностей, таких как биение обрабатываемой детали, неравномерность шероховатости и твердости детали, фактическая сила выглаживания колеблется в некоторых пределах, а инструмент при упругом выглаживании получает перемещение вдоль своей оси. Фактическая сила выглаживания зависит от изменения профиля детали, скорости ее вращения и динамических свойств приспособления. При выглаживании деталей с биением фактическая сила выглаживания колеблется в пределах

$$P_{\min} \le P_0 + e(R - M\omega^2)\cos\omega t \le P_{\max}$$

где $P_{\min}, P_{\max}$ - соответственно минимальная и максимальная силы выглаживания,

P_0 - сила выглаживания при отсутствии биения,

K - жесткость пружины,

M - приведенная масса движущихся частей, равная массе инструмента с подвижными частями приспособления и $1/3$ массы пружины,

e - биение детали,

ω - угловая скорость вращения детали.

Максимальная и минимальная допустимые величины сил выглаживания задаются исходя из необходимости обеспечения стабильности качества выглаженной поверхности. Задав величины максимального и минимального пределов силы выглаживания, можно определить допустимые значения скорости выглаживания. Для уменьшения колебания силы выглаживания и обеспечения стабильности качества выглаженной поверхности желательно применять пружины небольшой жесткости и умеьншать массу подвижных частей в державке.

Тепловые явления. Затрачиваемая в процессе выглаживания энергия почти вся переходит в тепло, нагревающее деталь и инструмент.

Нагрев тонких поверхностных слоев детали в процессе обработки влияет на качество обработанной поверхности, на величину и знак остаточных напряжений, структурное и фазовое состояние металла. Нагрев инструмента оказывает влияние на его стойкость, так как при температуре, превышающей 850^0С, алмаз сгорает.

Шероховатость. Выглаженная поверхность отличается от поверхностей, обработанных абразивными методами, характерным зеркальным блеском. На шлифованной поверхности отчетливо видны следы резания отдельных зерен, а также задиры, отдельные вызывы и наплывы размазанного, размягченного металла. Полированная поверхность более ровная, на ней заметно большое количество рисков-следов полирования абразивной лентой. Вырывов, задиров и других дефектов, характерных для шлифования, на полированной поверхности почти не наблюдается. Поверхность после суперфиниша имеет характерную сетку пересекающихся следов от резания абразивными зернами, обусловленную характером движений брусков относительно обрабатываемой поверхности; она имеет отдельные дефекты в виде наплывов металла. После выглаживания образуется характерная пластически деформированная поверхность, ровная, без вырывов и задиров.

Основным критерием, по которому оценивается шероховатая поверхность, является сила (при упругом выглаживании) или глубина внедрения выглаживателя и исходного состояния обрабатываемой поверхности.

Наиболее важным параметром процесса выглаживания, влияющим на высоту шероховатости, является сила (при упругом выглаживании) или глубина внедрения выглаживателя (при жестком выглаживании).

Высота шероховатости выглаженной поверхности зависит от высоты исходной шероховатости. Закаленные стали эффективно выглаживаются при исходной шероховатости не ниже 7-го класса. При исходной шероховатости 7 – 10-го классов происходит стабильное уменьшение шероховатости на 2-3 класса, и достигается

соответственно шероховатость 9 – 13-го классов. При выглаживании закаленных сталей с исходной шероховатостью ниже 7-го класса из-за неполного сглаживания неровностей достигается уменьшение шероховатости на один класс, то есть применение алмазного выглаживания малоэффективно. При выглаживании незакаленных сталей, бронзы, алюминия установлено, что можно эффективно выглаживать поверхности с исходной шероховатостью5 – 8-го классов. При повышении класса исходной шероховатости степень сглаживания ее уменьшается. Так, если при исходной шероховатости 5-го класса алмазным выглаживанием достигается 9-й класс, то при исходной шероховатости 8-го класса достигается лишь II-й класс. Большая степень сглаживания получается при выглаживании поверхностей, имеющих остроконечный профиль неровностей – точеных, шлифованных. Меньшая степень сглаживания наблюдается при выглаживании поверхностей, имеющих неровности притупленной формы – полированных, обкатанных роликом и выглаженных.

Микроструктура. При алмазном выглаживании поверхностный слой детали испытывает давление инструмента и происходит упругопластическая деформация поверхностных слоев, распространяющаяся на некоторую глубину. Температура при выглаживании по обычным режимам не превышает 150-300^{0}С, причем она резко падает с увеличением глубины, и уже на глубине 0,1-0,3 мм от поверхности снижается до температуры окружающей среды. Однако нужно учитывать, что при выглаживании с большими силами, когда величина сил трения и выделение тепла возрастают, возможно значительное повышение температуры поверхностного слоя. При нормальных же условиях выглаживания температура поверхностного слоя гораздо ниже температуры рекристаллизации, и нагрев не влияет существенно на микроструктуру поверхностного слоя. Поэтому при выглаживании исключены структурные и фазовые изменения, обусловленные действием тепла в процессе обработки (прижоги, вторичная закалка и отпуск), что характерно для методов обработки резанием.

Основным фактором, влияющим на структурное состояние поверхностного слоя при выглаживании является пластическая деформация. Пластическая деформация происходит путем сдвигов по плоскостям скольжения отдельных частей кристаллитов, раздробления крупных кристаллов, при этом структура поверхностного слоя становится более мелкозернистой и получает ориентацию – текстуру.

Упрочение. При алмазном выглаживании пластическая деформация вызывает упрочнение поверхностного слоя металла, увеличиваются твердость, предел упругости и предел текучески, но уменьшается его пластичность. Упрочнение поверхностного слоя связано с изменением тонкой кристаллической структуры металла при пластической деформации. При алмазном выглаживании наблюдаются дробление зерен и образование мелкодисперсной структуры в тонком поверхностном слое. Раздробление зерен вызывается скольжением отдельных частей кристаллов по плоскостям сдвигов.

При этом увеличивается количество искажений кристаллической решетки – дислокаций. Современная теория дислокации объясняет упрочнение металла при пластической деформации увеличением числа дислокаций. Дислокации препятствуют перемещению отдельных частей кристаллов по плоскостям скольжения, и преодоления сопротивления дислокаций требует приложения значительно больших напряжений, чем это необходимо в неупрочненном металле. Поэтому возрастает прочность пластически деформированного металла.

Упрочнение поверхностного слоя зависит от режимов алмазного выглаживания. Величина силы выглаживания определяет степень пластической деформации и в наибольшей степени влияет на характеристики упрочнения поверхностного слоя. Микротвердость поверхностного слоя значительно повышается в сравнении с исходной. Максимальную микротвердость имеет поверхность выглаженной детали. С увеличением глубины микротвердость убывает и на глубине 0,2-0,4 мм равна исходной. Поверхностная

микротвердость с увеличением силы выглаживания возрастает и достигает максимума при $P = 16 \div 20 кгс$.

Дальнейшее увеличение силы выглаживания вызывает падение поверхности микротвердости вследствие исчерпания способности материала тонкого поверхностного слоя к упрочнению и его перенаклепа.

Остаточные напряжения. При механической обработке в поверхностных слоях деталей возникают остаточные напряжения, которые влияют на эксплуатационные качества обработанной поверхности. Появление остаточных напряжений вызывается пластической деформацией и нагревом поверхностного слоя в процессе обработки. В результате действия пластической деформации возникают сжимающие остаточные нарпяжения, а действие температурного фактора приводит к возникновению растягивающих остаточных напряжений. Кроме того, в поверхностных слоях при механической обработке возможны фазовые превращения и связанные с этим объемные изменения, что также вызывает появление остаточных напряжений.

При алмазном выглаживании поверхностный слой обрабатываемой детали испытывает интенсивную пластическую деформацию, происходит распад остаточного аустенита в поверхностном слое и переход его в мартенсит. Все это должно обуславливать появление в поверхностном слое после алмазного выглаживания сжимающих остаточных напряжений.

После выглаживания, например, улучшенной стали 40Х и 35ХНІМ выглаживателем сферической форме в поверхностном слое создаются сжимающие остаточные напряжения, равные 15-25 $кгс/мм^2$ (тангенциальные остаточные напряжения) и 35-45 $кгс/мм^2$ (осевые остаточные напряжения). Глубина их залегания (в зависимости от режимов выглаживания) равна 0,15-0,40 мм. Максимальные тангенциальные напряжения находятся не на поверхности, а на некоторой глубине, осевые напряжения имеют максимум на поверхности и постепенно уменьшаются при удалении от поверхности. На глубине свыше 0,1 мм нормальные и тангенциальные остаточные напряжения становятся практически равными.

Напряженное состояние поверхностного слоя существенно зависит от формы рабочей части выглаживателя. Если при выглаживании инструментами сферической формы максимальные тангенциальные напряжения находятся на некоторой глубине, то при выглаживании инструментами цилиндрической формы они находятся на поверхности детали. Глубина распространения их значительно меньше (0,15-0,20 мм), чем при выглаживании инструментами сферической формы.

При работе деталей в агрегате в условиях сухого трения и при наличии в рабочей среде продуктов окисления, мелких абразивных частиц можно рекомендовать после алмазного выглаживания поверхности детали производить ее вибровыглаживания алмазом сферической формы с R=2,5…3 мм. Сущность этого процесса заключается в нанесении сетки с шагом 1-3 мм. При этом получаем также значительное снижение сил трения.

Рекомендации по креплению полимерных уплотнений

Существующие методы полимерных уплотнителей заключаются либо в механическом креплении (завальцовкой и др. способами) жестких полимеров, либо методом запрессовки уплотнителя, например, из фторопласта-4, устанавливаемого в канавку на затворе типа «ласточкин хвост» (рисунок 15.26). Прессование основано на запрессовке при удельных давлениях, превышающих предел текучести и высоких температурах. Для твердых полимеров запрессовка должна производиться только при температурах близких к температурам стеклования. После охлаждения происходит температурная усадка уплотнителя и разгерметизация. Для фторопласта-4 некоторое

улучшение даст дополнительная подпрессовка уплотнителя при нормальной температуре, но при повышенных удельных нагрузках. Для жестких полимеров этот процесс приводит к растрескиванию (разрушению) уплотнителя.

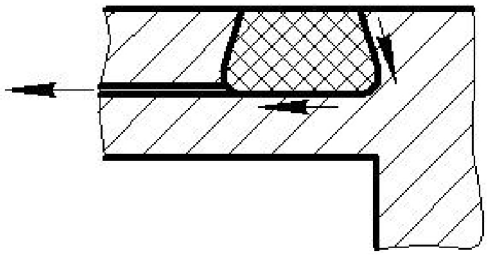


Рисунок 15.26 – Традиционные крепления фторопласта-4 в затворе

Указанными недостатками не обладает способ крепления полимерного уплотнителя основанный на закреплении в кольцевой канавке затвора уплотнителя, когда на внутренний профиль канавки наносят активированный взрывом с последующим размельчением до частиц менее 10мкм под слой исходного материала полимера и полимеризуют свободно вставленное полимерное кольцо под нагрузкой при температуре на 10…25^{0}С выше стандартной фазового превращения для данного полимера, в результате обеспечивается хорошая адгезия полимерного уплотнителя по месту контакта с металлом по всему профилю кольцевой канавки. Причем в качестве исходного материала для активирования взрывов и получения материала подслоя может быть использован как сам исходный материал полимера в виде границ, так и полимер другой марки (рисунок 15.27). В тарели клапана 1 расположена кольцевая канавка прямоугольного профиля 2 с нанесенной по ее профилю (стенки а, б, в) сетчатой накаткой активированный подслой полимера 3 с толщиной слоя по контуру канавки на 100-200 мкм больше среднестатистического отклонения, соответствующего не выше четвертого класса шероховатости и обеспечивающего при полимеризации адгезионную пленку между металлом и сопрягаемом полимером, и тем самым исключающим утечку рабочей среды вокруг уплотнителя [20]

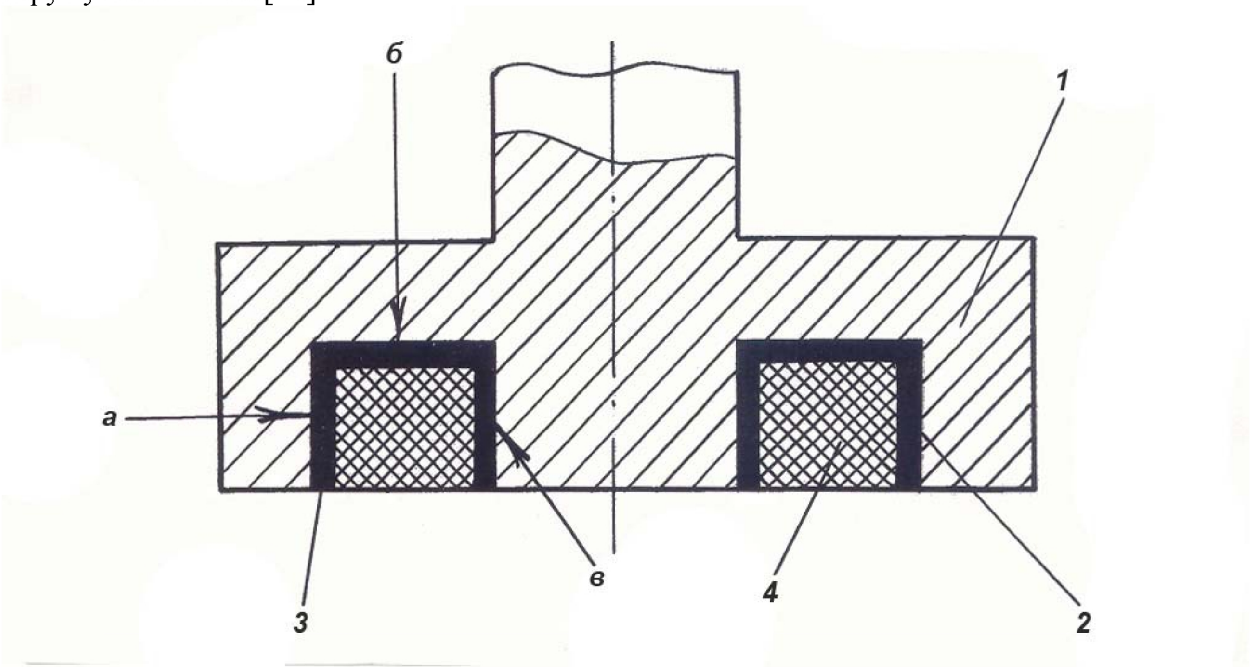


Рисунок 15.27 – Способ крепления полимерного уплотнителя в кольцевой канавке затвора

16. НАДЕЖНОСТЬ, КОНТРОЛЬ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СИСТЕМ, АГРЕГАТОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Одним из основных требований, предъявляемым к авиационным системам, является их надежность. Требования к надежности систем, агрегатам и их элементам определяют с одной стороны, - степенью влияния их отказов и неисправностей, не безопасность полетов, а с другой стороны – экономическими соображениями: на надежность работы в реальных условиях эксплуатации оказывают влияние различные факторы, в том числе, особенности конструктивного исполнения, режим работы, параметры окружающей среды и состояние рабочих сред, а также стратегия технического облуживания и ремонта (ТО и Р), квалификация обслуживающего персонала, наличие эффективных средств диагностирования и других организационно-эксплуатационные условия.

Обеспечение надежности в эксплуатации органически связано с технической диагностикой, целью которой является обнаружение отказов и неисправностей на ранних стадиях их развития.

Определение в процессе эксплуатации технического состояния систем, агрегатов не только в авиации, то есть их техническое диагностирование, играет важную роль в управлении этим состоянием. Более того, применение технического диагностирования обеспечивает направление изменения в процессе эксплуатации не только технического состояния систем, агрегатов их элементов, но и самой стратегии их эксплуатации, так как именно техническое диагностирование является непременным условием перехода на прогрессивные методы ТО и Р авиационной техники по состоянию.

Практическое решение задач технической диагностики систем, агрегатов и их элементов возлагается на систему эксплуатационного контроля, основные характеристики которой должны обязательно учитываться при их проектировании. В процессе эксплуатации с помощью систем эксплуатационного контроля параметров должна обеспечиваться: определение технического состояния систем, агрегатов и их элементов; поиск и обнаружение возникающих в них отказов и неисправностей; прогнозирование изменения и технического состояния.

В соответствии с действующей нормативной базой в авиационной промышленности на все стадии: разработки, производства и эксплуатации объекта, системы, агрегата соответствующими создателями должна быть разработана программами обеспечения надежности, включающая все перечисленные этапы создания и подлежащие последовательному выполнению на всех этапах жизненного цикла изделия (разработки, изготовления и эксплуатации)].

Для летательного аппарата (ЛА) уровень надежности в полете должен быть настолько большим, чтобы гарантировать их безотказную работу независимо от парка и общего ресурса, то есть вероятность единичного отказа должна рассчитываться на значительно большее количество полетов, чем планируется в заданном интервале времени для рассматриваемого типа ЛА или всего парка в целом.

Особенностью требований к уровню надежности является и то обстоятельство, что выполнение задания зависит от безотказности конкретно рассматриваемого самолета. Отказ его приводит к срыву задания. В то же время выполнение задания в других случаях, например, не связанных с непосредственным участием человека (самолеты, управляемые дистанционно), выполнение задание можно обеспечить путем резервирования беспилотных самолетов.

Естественно, все особенности, связанные со спецификой эксплуатирующихся изделий, необходимо учитывать при расчете надежности. Это позволит найти оптимальные решения в каждом конкретном случае и не приведет к чрезмерному

увеличению средств на выполнение мероприятий, сомнительно воздействующих на уровень надежности.

Методика расчета требуемого уровня для различных изделий должна быть разной. Для изделий однократного использования – одна, для изделий многократного использования, управляемых на расстоянии, - другая, для изделий многократного использования, периодически контролируемых техническим персоналом, - третья и т.д.

В полете надежность самолетов должна быть такой, чтобы можно было гарантировать полную безопасность полета, т.е. чтобы за время одного полета не произошло бы отказа, который может привести к отказу самолета в целом. В этом случае вероятность безотказной работы $P(t_\lambda) \geq 0{,}99999$, значение $\lambda = 10^{-7}4^{-1}$. Такую высокую надежность самолета можно получить лишь путем совершенствования конструкции и грамотной ее эксплуатации на протяжении всего срока службы. Для агрегатов авиационной техники вероятность безоткатной работы установлена $P(t_\lambda) \geq 0{,}99999$.

Рассмотрим некоторые моменты, которые необходимо учитывать при разработке программы обеспечения требуемой надежности агрегатов.

16.1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ(ИЗДЕЛИЙ) ПРИ РАЗРАБОТКЕ

Программа должна предусматривать следующие основные мероприятия, подлежащие выполнению в процессе опытно-конструкторских работ (ОКР):

– анализ требований по надежности, установленных в Т.З., уяснение функций на основном объекте, условий и специфики эксплуатации изделия;

– сбор и анализ информации о надежности отечественных и зарубежных изделий – аналогов;

– проработка функциональных параметров требований Т.З. (допуска на давления, расхода, гидросопротивление, пульсации, спец. воздействия) с использованием расчетных методик и привидение их к реально достижимым требованиям;

– предварительный выбор принципиальной схемы изделия, конструктивного построения изделия и определение основных настроечных параметров на имитаторах с целью исключения грубых ошибок при выборе принципиальной схемы изделия, сокращение сроков и повышение качества доводки изделия;

– предварительный выбор и обоснование элементарной базы и конструкционных материалов изделия на основе анализа аналогичных зарубежных и отечественных конструкций с целью максимального использования в конструкции изделия тех конструктивных узлов и уплотнений элементов, которые себя надежно зарекомендовали – по ним отсутствуют сходы с испытаний (дефекты), рекламации, замечания их эксплуатации.

После проработки технического задания и его утверждения создаются несколько вариантов компоновки. Компоновки «проигрываются» с выполнением необходимого комплекса расчетов.

Расчеты на функционирование и работоспособность производятся при всех крайних рабочих параметрах по давлениям, температурам, расходам, виброперегрузкам, пульсациям и др. внешним воздействующим факторам. Компоновки рассматриваются на техническом совете.

В результате проведения работ принимается наиболее перспективный вариант конструкции и разрабатывается рабочая конструкторская документация. Параллельно технологи вместе с конструкторами создают технологический процесс, обеспечивающий технологическую надежность изготовления опытных образцов изделия. В целях всесторонней проверки надежности изготовленных образцов разрабатывается программа

и методика испытаний (ПМ), предусматривающая весь комплекс внешних воздействий, заданный в Т.З. и других нормативно-технических документах.

Для реализации разработанной программы испытаний при необходимости проектируется и изготавливается или приобретается испытательное оборудование (или предусматриваются испытания по кооперации), обеспечивающее испытание изделий при воздействии требуемых техническим заданием механических и кинематических воздействий, давлений, температур, расходов рабочей среды и др.

С целью сокращений сроков испытаний при обеспечении требуемого по Т.З. качества надежности функционирования изделий необходимо осуществлять автоматизацию поддержания температурных режимов, разработки методик проведения ускоренных эквивалентных ресурсных испытаний.

При проведении всех видов испытаний и выявление дефектов и неисправностей, а также при обнаружении дефектов и неисправностей при изготовлении опытных образцов и сборке должна быть разработана система принятия эффективных мер по устранению и предупреждению их повторения.

По окончании всего этого цикла опытной обработки производится расчет показателей надежности по действующим на предприятии разработчике методикам.

На некоторых предприятиях, разрабатывающих агрегаты, принят следующий цикл обработки испытаний изделий до начала их серийного производства (см. рисунок 16.1).

После положительного завершения предварительных испытаний изделий (ПИ) (в ракетно-космической промышленности также испытания называются автономными) изделия подвергаются межведомственным приемочным испытаниям и при их положительных результатах конструкторской документации присваивается литера 0.

В авиации до начала серийного изготовления изделия проходят также испытания у Головного разработчика объекта в составе стенда, имитирующего систему объекта, испытания в составе системы объекта в наземных условиях и государственные совместно с объектом, что подтверждает выполнение из акта гос. испытаний объекта.

16.2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ИЗДЕЛИЯ

Программа обеспечения надежности должна предусматривать следующие основные мероприятия, подлежащие выполнению в случае изготовления изделий малой серии в опытном производстве или при постановке на серийное производство:

– с целью поддержания заложенной при проектировании надежности в процессе установившегося мелкосерийного производства для поставки на первые объекты производится проверка стабильности технологических процессов путем планирования и проверки периодических испытаний изделий, при этом надежность отгружаемых изделий должна быть не ниже 0,8 от заданной в ТЗ, что подтверждается расчетом.

– в процессе изготовления постановочных изделий конструктора разработчики изделия совместно с представителями отдела надежности совместно должны осуществлять постоянный контроль за изготовлением, сборкой и испытаниями и по всем выявленным замечаниям и дефектам составить мероприятия с целью исключения их повторения.

– в случае возврата изделий из эксплуатации (рекламации) конструктор разработчик изделия, совместно с отделами технического контроля и надежности обязаны провести тщательный анализ причин возврата и определить меры по исключению повторения дефекта.

– с целью поддержания высокой надежности изделий в производстве, даже при отсутствии замечаний и дефектов на изделии, постоянно производить профилактику оборудования и оснастки путем периодической проверки производственной и контрольной оснастки, планово-предупредительного ремонта оборудования,

метрологического обеспечения, сверку технологических процессов на рабочих местах с целью подтверждения правильности и точного их исполнения.

Программа обеспечения надежности также должна содержать соответствующие разделы при необходимости по обеспечению надежности изделий при постановке на серийное производство при установившемся серийном производстве и эксплуатации.

Вообще если рассматривать летательный аппарат, его системы с точки зрения надежности, то все системы, а, следовательно, и агрегаты, можно подразделить на два класса.

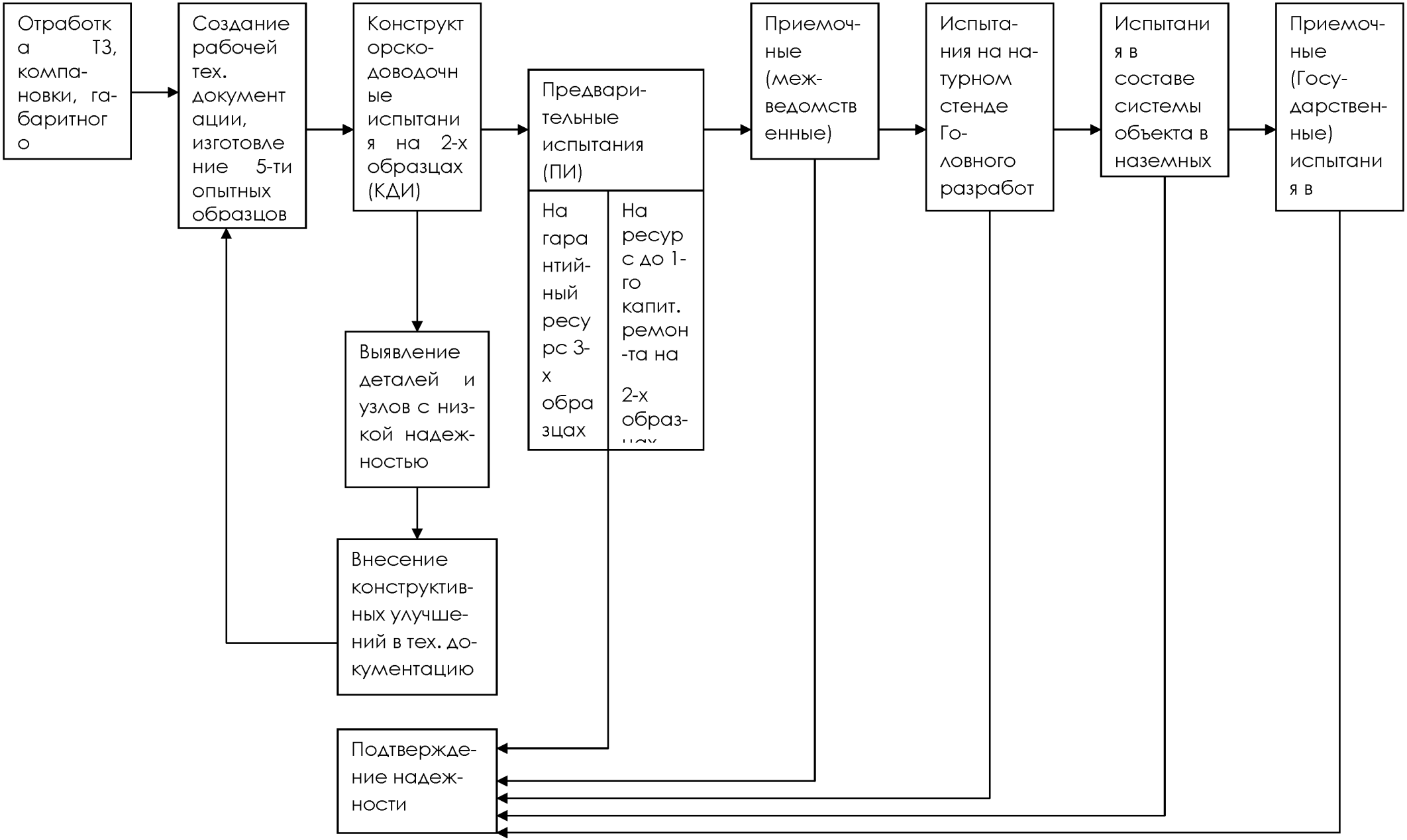


Рисунок 16.1 - Цикл отработки и испытаний изделий до начала их серийного производства

Проведение испытаний осуществляется Головным разработчиком по программам разработанным Головным разработчиком.

К первому классу относятся системы, агрегаты, отказ которых в полете может привести к отказу летательного аппарата.

Ко второму классу относятся системы, агрегаты, отказ которых на безопасность полета влияния не оказывают.

Элементы и агрегаты, входящие в системы первого класса, разделяют на четыре группы:

1. Элементы, отказ которых приводит к отказу системы летательного аппарата;
2. Элементы, отказ которых приводит к отказу и неисправности летательного аппарата;
3. Элементы, отказ которых приводит к неисправности системы и не влияет на надежность летательного аппарата;
4. Элементы, отказ которых приводит к неисправности агрегата и не влияет на надежность работы системы, создает неудобства для пассажиров в полете.

К каждому классу систем и к каждой группе элементов должны предъявляться свои конкретные требования надежности.

Исходя из этой классификации, следует, что гидравлические системы, например, относятся к системам первого класса, поскольку, в частности, отказ системы уборки и выпуска массы или системы управления может привести к отказу самолета.

Поскольку систем, непосредственно влияющих на безопасность полета, может оказаться около десяти, то соответственно их суммарная надежность не должна быть меньше $P(t_n) \geq 0{,}99999$ и надежность отдельно взятой системы не должна быть меньше $P(t_Л) = 0{,}99999$.

Такая высокая надежность, скажем, самолета должна достигаться: резервированием, предупредительной заменой агрегатов, созданием конструкции высокой живучести, созданием высоконадежных агрегатов и их элементов, снижением уровня нагрузок, использованием систем контроля, диагностирования и поиска неисправностей.

Вторым не менее важным условием высокой надежности летательного аппарата является условие безотказной работы отдельно взятых элементов первой и второй групп в течение времени, равному или большему времени полета $t_б \geq t_{\min}$, где $t_б$ - время безотказной работы, определяемое не как $t_{ср}$, а как минимальное время $t_{\min}$ между двумя отказами (см. рисунок 16.2).

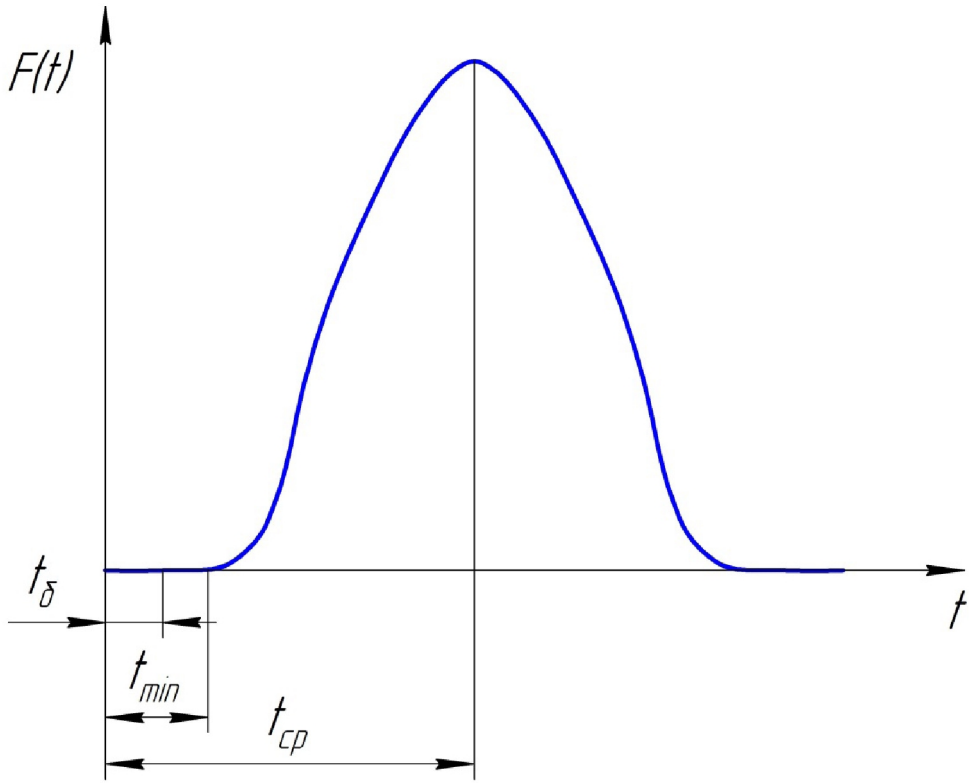


Рисунок 16.2 - График определения $t_{\min}$ и $t_б$

Это время ($t_{\min}$) может быть определено аналитически или графически, если вероятность отказов подчиняется нормальному закону распределения. Таким образом, задача поддержания высокого уровня надежности должна решаться, во-первых, созданием высоконадежных элементов, агрегатов, систем, а во-вторых, созданием соответствующих средств диагностики, необходимых для выяснения фактического состояния надежности этих элементов. Причем контроль изменения параметров, характеризующих надежность, может быть непрерывным или дискретным.

Для летательных аппаратов тяжелее воздуха значительные ограничения на использование резервирования вызваны требованиями массовой плотности. Увеличение надежности не должно сопровождаться увеличением массы самолетов. Особенно ощутимо проявляются эти требования с уменьшением взлетной массы самолета.

При сохранении одинаковых требований и надежности тяжелых и легких самолетов в более невыгодных условиях находятся конструкторы легких самолетов еще и вследствие того, что агрегаты, например, гидравлических, топливных, антиобледенительных систем и аэронавигационного оборудования унифицированы и используются на всех типах самолетов.

В силу жестких требований массовой плотности целый ряд элементов и агрегатов на самолете, относящихся к первой группе, дублировать не представляется возможным. Для сохранения высокой надежности таких элементов самолета необходимо повышать их живучесть. Для таких агрегатов, в первую очередь, необходимо разрабатывать соответствующие диагностические системы оценки интенсивности изменения основных функциональных параметров. Иначе говоря, эти элементы должны проектироваться с непременным условием безотказной работы в определенные техническими условиями интервалы времени. Отказ этих элементов должен носить не случайный характер, а вполне определенный, характеризуемый временем $t_б$ между появлением неисправности $t_н$ и наступлением отказа $t_{отк}$. Интервал времени $t_б$ между двумя этими событиями должен быть равен или больше времени продолжительности полета:

$$t_б = t_{отк} - t_н \geq t_{\text{п}}$$

Величина $t_б$ и $t_{\min}$ должны учитывать при проектировании летательных аппаратов и для них новых систем.

Надежность элементов второй и третьей групп можно оценивать обычными приемами расчета надежности, используемыми в технике. Соответственно уровень надежности таких элементов должен быть равен или более $P(t_n) \geq 0{,}99$. Надежность элементов четвертой группы может не превышать значения $P(t_Л) \geq 0{,}99$.

Надежность работы этих элементов должна обосновываться не столь на безопасности полета, а экономическими соображениями: затратами на технические обслуживания этих агрегатов.

16.3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ, АГРЕГАТОВ

Надежность систем, агрегатов обеспечивается надежной работой отдельных их элементов.

На рисунке 16.3 представлена схема, используемая при расчете надежности систем (агрегатов).

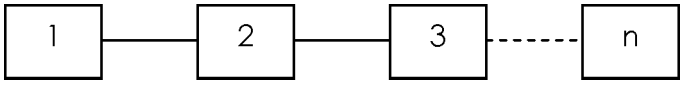


Рисунок 16.3 - Блок схема основных элементов системы (агрегата)

1 – регуляторы (корпуса);
2 – предохранительные клапаны (сильфон, пружины);
3 – обработанные клапаны (фланцы, крышка);
n – распределители (уплотнительные элементы)

Таким образом, надежность систем, агрегатов определяется

$$P_{об} = P_k \sum_{i=1}^{n} \cdot P_э \sum_{\gamma=1}^{n} P_c \sum_{j=1}^{n}$$

где $P_{об}$ - общая надежность системы, агрегата;

P_k - надежность системы конструкции рассматриваемой системы, агрегата;

P_c - надежность элементов, используемых для управления системой, агрегатов (привода и т.п.).

Необходимый уровень надежности достигается конструкторско-технологическими мероприятиями: высокими запасами прочности конструктивных элементов, либо их резервированием (активным или пассивным).

16.4.ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ НА НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМ, АГРЕГАТОВ

Снижение надежности систем, агрегатов связано с естественными процессами старения, накопления повреждений и износа.

Отказы, связанные с накоплением повреждений, происходит внезапно из-за внезапного изменения свойств и рабочих параметров отказавшего элемента. Распределение дискретной случайной величины (отказа) может быть задано в виде графика (рисунок 16.4)

Процесс естественного (а не аварийного) износа приводит к постепенному изменению рабочих параметров изделия. Для вероятностной характеристики непрерывного изменения параметров пользуются невероятностью события $P(X = xi)$, а вероятностью события $P(X < x)$,

где X - величина, принимающая ряд значений,

x - значение величины xi в определенный период времени.

Зависимость $P(X < x)$ называется функцией распределения непрерывной случайной величины x, обычно обозначается $F(x) = P(X < x)$ и характеризует интегральный закон распределения (рисунок 16.5).

Производная функции $F(x)$

$$f(x) = \frac{dF(x)}{dx}$$

называется плотностью вероятности или дифференциальным распределением.

Получение вероятностных законов распределения, как правило, связано на практике (в условиях эксплуатации) со значительными трудностями.

Вероятность безотказной работы элементов и системы в стационарном режиме эксплуатации обычно описывается экспоненциальным законом (рисунок 16.6) $P(t) = e^{-\lambda t}$

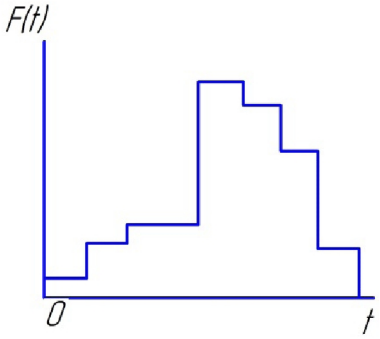


Рисунок 16.4 - Зависимость $F = f(t)$ при дискретном изменении аргумента

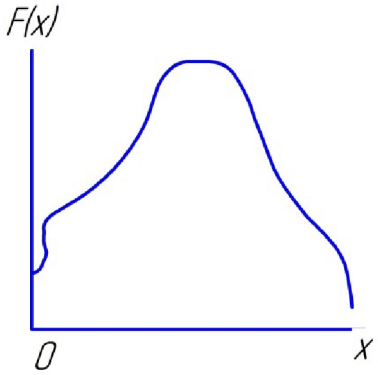


Рисунок 16.5 - Интегральный закон распределения функции $F(x)$

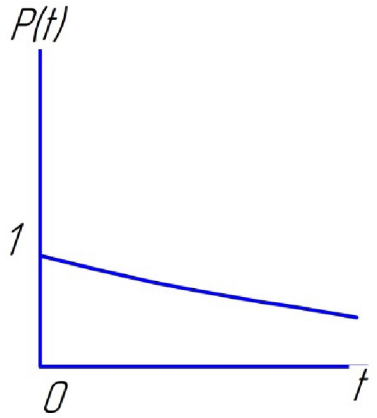


Рисунок 16.6 - Экспоненциальный закон распределения вероятности безотказной работы

При переходных режимах работы систем интенсивность отказов зависит как от количества циклов, так и от интенсивности изменений режимов по времени.

Определение вероятности отказов при переменных режимах работы сопряжено с большими трудностями.

Для упрощения задачи можно использовать пересчет значения интенсивности отказов за рабочий цикл в единице интенсивности отказов за час работы.

В этом случае надо пользоваться формулой для расчета надежности системы, вероятность безотказной работы которой меняется по экспоненциальному закону:

$$P(t) = e^{-\Delta t \sum_{i=1}^{n} \lambda i} \qquad \text{(c)}$$

где Δt - заданное время непрерывной работы системы, агрегата

Эта формула справедлива, в том случае, когда время работы каждого элемента совпадает со временем работы всей системы.

В работе системы участвует большое количество элементов, у которых это время не совпадает. Если учесть, что различные элементы в системе работают в разное время, то выражение (c) принимает вид

$$P(t) = e^{-\sum_{i=1}^{n} \Delta t_i \cdot \Delta \lambda_i} \qquad \text{(g)}$$

В общем виде, когда элемент системы работает меньшее время t, чем время Δt работы всей системы, (при пассивном резервировании), интенсивность отказов i-20 элемента λ_i в масштабе времени работы системы может быть описана в первом приближении следующей зависимости

$$\lambda_i = \frac{\lambda t}{\Delta t}$$

Уравнение (g) записано в предположении, что в нерабочем состоянии элемент имеет нулевое значение интенсивности отказов, хотя система в это время работает.

При рассмотрении работы систем самолета это не всегда верно. Большинство элементов гидравлических систем в нерабочем положении подвергается воздействию рабочего давления, температурным воздействиям, вибрационным нагрузкам.

В этом случае интенсивность отказов λ_b так же, как и при хранении авиационной техники, не может быть равна равной нулю, а суммарная интенсивность отказов может быть описана следующей зависимостью:

$$\lambda_n = \frac{\lambda t_p + \lambda_b \cdot t_b}{\Delta t}$$

где λ_n - интенсивность отказа *i*-20элемента, работающего в переменном режиме,

λ_n - интенсивность отказов элемента, работающего в установившемся режиме,

t_p - время работы рассматриваемого элемента за время Δt,

t_b - время работы нахождения элемента в выключенном состоянии.

Если учесть, что при стоянке (хранении) самолета интенсивность отказов из-за воздействия атмосферных условий также не может быть равной нулю, то для $\lambda_э$ получим следующее выражение:

$$\lambda_э = \frac{\lambda t_p + \lambda_b t_b + \lambda_{xp} \cdot t_{xp}}{\Delta t}$$

где λ_{xp} - интенсивность отказов элементов на стоянке и хранении самолетов,

t_{xp} - время стоянки и хранения,

Δt - интервал времени суммарной интенсивности отказов.

Если время простоя соизмеримо с временем работы системы, то интенсивность отказов λ_{xp} будет в основном зависеть от количества проверок системы. Если время простоя (хранения) значительно больше времени использования протекания физико-химических процессов под воздействием атмосферных условий.

Воспользовавшись общим выражением для интенсивности отказов элементов $\lambda_э$, надежность работы системы можно выразить следующей зависимостью:

$$P(t) = e^{-\sum_{i=1}^{n} \Delta t_i \cdot \Delta \lambda_i} = e^{-\sum_{i=1}^{n} (\lambda t_p + \lambda_b t_b + \lambda_{xp} \cdot t_{xp})}$$

На протяжении многих лет ведется тщательный учет отказов авиационной техники с разделением их на конструктивно-производственные и эксплуатационные, возникающие по причине некачественного ремонта или технического обслуживания а, наконец, возникшие вследствие неправильной эксплуатации самолетов в целом, их систем и элементов летным составом. При этом учитывалась частота таких отказов (фиксировался налет самолета (агрегата) на момент проявления отказа). Учет отказов дает возможность сделать некоторые выводы в части конструктивных доработок самолетов и их агрегатов, изменение технологических процессов при производстве, ремонте и техническом обслуживании самолетов, рассчитать потребность в запасных частях и агрегатах и, наконец, сделать выводы о слабых сторонах обучения и тренировки летного состава.

Основы надежной работы самолета закладываются при его проектировании. Уже на этом этапе конструктор должен произвести предварительный анализ различных вариантов конструкций, обеспечив при этом заданные характеристики проектируемой системы и требуемый уровень надежности. Вряд ли следует говорить сейчас о том, что конструктор сталкивается с тем, что уровень интенсивности отказов элементов, составляющих систему,

зачастую неизвестен. Поэтому расчет надежности производится в ряде случаев по интуиции и уровень надежности системы оказывается целиком зависящим от квалификации и опыта конструктора.

Следует также иметь в виду, что если даже в распоряжении конструктора имеются данные об интенсивности отказов элементов при номинальных значениях рабочих параметров, то вряд ли конструктор располагает кривыми зависимости интенсивности отказов от рабочих параметров и условий внешней среды. В то же время известно, что если элемент имеет определенную интенсивность отказов для ряда внешних условий и рабочих параметров, то эти характеристики изменяются при изменении указанных параметров и условий. Нагрузки, воздействующие на элементы, можно разбить на две группы:

1. Рабочие нагрузки, проявляющиеся только в период активной работы элемента. К ним относятся: механические нагрузки, возникающие в самом элементе (трение, вибрация, давление и пульсации давления, гидроудары), выделяющиеся в результате трения или прохождения электрического тока тепло, электрические нагрузки (сила тока, напряжение, частота и т.п.). Эти нагрузки могут приводить к внезапным отказам и в то же время способствуют износу элемента.

2. Нагрузки, вызванные влияние внешней среды и воздействующие на элементы независимо от того, работают ли они или выключены. К таким воздействиям относятся влажность, атмосферное давление, радиация, химический состав и загрязненность атмосферы, температура окружающей среды и температурный градиент. Кроме того, на элемент могут воздействовать внешние механические нагрузки: вибрация, удары, перегрузки, температурные напряжения, акустические нагрузки. Эти нагрузки вызывают в основном внезапные отказы, но в значительной мере способствуют также старению элемента, накоплению в нем усталостных повреждений.

При анализе на этапе проектирования нагрузок, действующих на элемент, следует выделять нагрузки, особенно сильно сказывающиеся на работоспособность элемента. Для электрических и электронных элементов основными причинами внезапных отказов являются величины напряжений и токов, для гидравлических элементов – давление и пульсации давления, для других элементов – те, физические процессы, на которых основаны их работы. При этом во всех случаях влияние на работу элемента оказывает температура рабочего тела, окружающей среды и т.д.

Для обеспечения надежной работы системы, агрегата во время эксплуатации, как уже отмечалось выше, большую роль играет своевременное диагностирование неисправностей и дефектов, что обеспечивается как системой встроенного контроля, так и контролем важнейших функциональных параметров системы, агрегата в процессе технического обслуживания и во время регламентных работ.

В процессе эксплуатации осуществляется также обязательный контроль технического состояния рабочих сред и прежде всего жидкостей (гидрожидкостей, масел, топлива), их степени загрязненности, вязкости и др. параметров.

Для контроля технического состояния ряда зарубежных воздушных судов используется система IMACS. В ней применены миниатюрные датчики, устанавливаемые у каждого контролируемого элемента. Если контролируемый параметр (температура, утечки, расход рабочей среды, давление, перепад давления и т.д.) достигает предельного значения, система контроля вырабатывает соответствующий сигнал. Встроенная бортовая система IMACS решает задачи: обеспечения раннего предупреждения о неисправной работе агрегата или о его отказе; контроля за критическими и жизненно важными параметрами агрегата; вывода данных контроля, в частности, на центральную панель в кабине экипажа без необходимой дополнительной обработки; выдачи сигнала наземному персоналу о необходимости проведения технического обслуживания.

Аналогичные системы в настоящее время внедряют и на наших воздушных судах. В качестве датчиков используются индукционные, емкостные, тензометрические датчики; датчики оптико-волоконные, на основе герконов и постоянных магнитов и др.

Не вдаваясь в особенности каждого из этих методов, отметим лишь некоторые аспекты их применения.

Применение вибрационного метода диагностики основывается на использовании взаимосвязи между вибрационными процессами в агрегатах и их техническим состоянием.

Акустические методы диагностики используются в качестве диагностических признаков параметров шума, который сопровождает работы агрегатов.

Сущность термодинамических методов заключается в контроле во время функционирования системы температуры и давления рабочей среды до и после диагностируемого агрегата]. При этом полагается, что вся потеря энергии в агрегате уходит на нагрев рабочей среды, а отдача энергии в окружающую среду вследствие нагрева корпуса агрегата незначительна.

ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

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 CAE 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]: [учею. 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. специальнотей вузов] / А.С. Касаткин, М.В. Немцов. – М.: Всш. 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 вызов] / 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)

Дополнительная литература

1. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. Часть 1. Обеспечение конструкторской надежности и технологичности агрегатов / А.Н.Евстигнеев, А.Е.Жуковский, В.М.Квасов, Ю.И.Кондрашов, А.Ф.Малеев, Е.В.Шахматов, Г.В.Шестаков. - Самара: НПО "Импульс", 1993. - 375 с.,
2. А.С. 1505111 Уплотнительный узел клапана. Кондрашов Ю.И. 16.05.1990
3. Динамическая нагруженность уплотнительных элементов со стороны подвижных частей системы затвор-привод / / Кондрашов Ю.И., Шахматов Е.В. / Динамические процессы в силовых энергетических устройствах летательных аппаратов: Сборник научных трудов, Куйбышевский авиационный институт, Куйбышев, 1990 , с. 122-128.
4. А.С. 280857 Запорное устройство для широкого диапазона рабочих температур. Белоус Б.Д., Долотов А.И., Кондрашов Ю.И. и др. 15.08.1988.
5. А.С. 309593 Кондрашов Ю.И., Квасов В.М., Павлов А.И. Способ крепления полимерного уплотнения в кольцевой канавке затвора и устройство для его осуществления 1 марта 1998 г.
6. Бугаенко Ю.Ф. Пневмоавтоматика ракетнокосмических систем. – М.: Машиностроение, 1979 – 188 с.
7. Гейер В.Г., Думин В.С., Заря А.И. Гидравлика и гидропривод. Учебник для вузов – 3-е издание переработанное и дополненное – М.: Недра, 1991 г.

8. Схиртладзе А.Г., Иванов В.И., Киреев В.Н. Гидравлические и пневматические системы – издание 2-е, дополненное – М.: ИЦМГТУ «Станкин», «Янус-К», 2003 г – 544 с.
9. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: Справочник./Гуревич Д.Ф., Заринский О.М., Косых С.И. и др.; Под общ. ред. С.и. Косых. Л.: Машиностроение, 1982г.,320с
10. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. М.-Л.: Машиностроение 1989г.,832с.
11. Пневмогидравлические системы. Расчет и проектирование: Учебн. пособие для технических вузов/ Н.М. Беляев, Е.И. Уваров, Ю.М. Степанчук. Под ред. Н.М. Беляева. М.: Высш. шк. 1988-271с.
12. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. Часть 1. Обеспечение конструкторской надежности и технологичности агрегатов/А.Н. Евстигнеев, А.Е. Жуковский, В.М. Ивасов, Ю.И. Кондрашов и др. – Самара: НПО «Импульс», 1993.-375с.
13. А.С. 625066. Шарнирная муфта Кондрашов Ю.И., Квасов Л.М., Мулюкин О.П., Седов Ю.И. 26 мая 1978г.
14. А.С. 859695. Компенсационное соединительное устройство. Квасов Л.М., Кондрашов Ю.И., Мулюкин О.П., Сорокин И.П. 4 мая 1981г.
15. А.С. 1100975. Обратный клапан. Бансявичус Р.Ю., Дулявичус И.И., Квасов В.М., Кондрашов Ю.и. и др. 11 марта 1984г.
16. А.С. 1038671. Подстраиваемое запорное устройство. Мулюкин О.П., Кондрашов Ю.И., Тушов Е.В., Амханицкий А. Е. 3 мая 1983г.
17. А.С. 658945 Клапан. Кондрашов Ю.И., Квасов Л.М., Мулюкин О.П. 26.12.1978г.
18. А.С. 1505111 Уплотнительный узел клапана. Кондрашов Ю.И.
19. А.с. 1603119 Клапан. Долотов А.Н. и др. 1.07.1990г.
20. А.С. 280857 Запорное устройство для широкого диапазона рабочих температур. Белоус Б.Д., Долотов А.И. и др. 1.08.1988г.
21. А.С. 278232 Запорное устройство для криогенных температур. Белоус Б.Д., Тыжай В.С. и др. 1 июля 1988г.
22. А.С. 1179279 Дренажно-предохранительное устройство для криогенной системы. Кондрашов Ю.И. и др. 15.08.1995г.
23. А.С. 1122855 Затвор с механизмом разгрузки при хранении и транспортировке. Кондрашов Ю.И. и др. 8.07.1984г.
24. А.С. 12 03300 Механизм разгрузки затвора. Мулюкин О.П., Кондрашов Ю.И., Чегодаев Д.Е. и др. 8.09.1985г.
25. А.С. 974004 Предохранительный клапан. Мулюкин О.П., Кондрашов Ю.И., Затуловский Е.В. 14.07.1982г.
26. А.С. 764447 Распределитель. Квасов В.М., Кондрашов Ю.И., Мулюкин О.П. 22 .05.1980г.
27. А.С. 1198306 Предохранительный клапан. Чегодаев Д.Е. и др. 15.08.1985г.
28. Кондрашов Ю.И., Жилюкас П.Ю., Шахматов Е.В. Динамическая нагруженность уплотнительных элементов со стороны подвижных частей системы затвор-привод//Динамические процессы в силовых и энергетических устройствах летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1990. с. 122-128.
29. А.с. 1142668 Исполнительный цилиндр. Мулюкин Ю.П., Шасов Л.М., Кондрашов Ю.И. и др. 1.10.1984г.
30. А.С. 1160161 Силовой цилиндр. Кондрашов Ю.И., Мулюкин О.Л. и др. 8.02.1985г.
31. Тербило В.М. Алмазное выглаживание. М.: Машиностроение 1972. 120с.
32. А.С. Кондрашов Ю.И., Квасов В.М., Павлов А.И.,Трыков Ю.П. Способ крепления полимерного уплотнителя в кольцевой канавке затвора и устройство для его осуществления. 1 марта 1990г.
33. ГОСТ 493-79 Бронзы безоловянные литейные

34. ГОСТ 5632-72 Стали высоколегированные и сплавы коррозионно-стойкие, жаростойкие и жаропрочные. Марки.
35. ГОСТ 5949-75 Сталь сортовая и калиброванная коррозионно-стойкая, жаростойка и жаропрочная. Технические условия.
36. ГОСТ 5582-75 Прокат тонколистовой, коррозионно-стойкий, жаростойкий и жаропрочный. Технические условия.
37. ГОСТ 15527-2004 Сплавы медно-цинковые (латуни), обрабатываемые давлением. Марки.
38. ГОСТ 613-79 Бронзы оловянные литейные. Марки.
39. ГОСТ 15835-70 Прутки из бериллиевой бронзы. Технические условия.
40. ГОСТ 5017-74 Бронзы оловянные, обрабатываемые давлением. Марки.
41. ГОСТ 18175-78 Бронзы безоловянные, обрабатываемые давлением. Марки.
42. ТУ1-92-183-91 Отливки из износостойких сплавов марок В56, ВЖЛ1, ВЖЛ2, ВЖЛ2М, ВЖЛ15, ВЖЛ16. Технические условия.
43. ТУ6-05-810-88 Фторопласт марка Ф-4.
44. ТУ6-05-041-535 Стержени экстузионные из Ф-4
45. ГОСТ 10007-80 Фторопласт-4. Технические условия.
46. ГОСТ Р 51695-2000 Полиэтилентерефталат. Общие технические требования.