Библиотека СОК

А.И.ГОШКО

АРМАТУРА ТРУБОПРОВОДНАЯ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В трех книгах

Выбор. Эксплуатация. Ремонт

1



Москва "Машиностроение"
2003

УДК 621.646
ББК 39.71
Г74

Рецензент

кандидат технических наук
О.Н. Шпаков

А.И. Гошко

Г74 Арматура трубопроводная целевого назначения. В 3-х кн. Кн. 1: Выбор. Эксплуатация. Ремонт. М.: Машиностроение, 2003. 432 с.: с ил.

В первой книге приведены типовые конструкции, средства системного обеспечения качества изделий, действующие правила и нормы. Даны практические рекомендации, необходимые при выборе, эксплуатации и ремонте специальной и общепромышленной арматуры. Особое внимание уделено целевой трубопроводной арматуре.

Книга предназначена для проектировщиков и эксплуатационников трубопроводов технологических систем, конструкторов, изготовителей и ремонтников арматуры, специалистов по качеству и герметологии, менеджеров фирм, продающих арматуру.

УДК 621.646
ББК 39.71

Andrey Goshko

Pipelin valves high guality. In three books. Book 1: Selection. Use. Repair. Moscow. Mashinostroenie. Publ., 2003.

In this book are described the typical valve designs, quality assurance system means, practical guidelines, current rules and norms, applied during selection, use and repair of special and industrial purpose valves, including high quality valves.

ISBN 5-217-03183-2 (Кн. 1)
ISBN 5-217-03182-4

© Гошко А.И., 2003
© Издательство "Машиностроение", 2003

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 5

Глава 1. СПЕЦИАЛЬНАЯ И ОБЩЕПРОМЫШЛЕННАЯ АРМАТУРА ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ 7

1.1. Общие требования, предъявляемые к промышленной трубопроводной арматуре 7

1.2. Трубопроводная арматура как элемент технологической системы 16

1.3. Системное обеспечение требований к арматуре целевого назначения 53

Глава 2. ВЫБОР АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ 60

2.1. Общие положения выбора трубопроводной арматуры по условиям эксплуатации 60

2.1.1. Типы и исполнения арматуры для коррозионных и агрессивных сред ... 71

2.1.2. Типы и исполнения арматуры для энергетических установок 131

2.1.3. Типы и исполнения арматуры для нефтепроводов 142

2.1.4. Типы и исполнения арматуры для особых сред 151

2.1.5. Типы и исполнения общепромышленной арматуры 155

2.1.6. Типы и исполнения приводов специальной и общепромышленной арматуры 181

2.2. Выбор арматуры целевого назначения по показателям технологических систем 183

2.2.1. Положения выбора норм на показатели качества арматуры по показателям работоспособности и экономичности систем 183

2.2.2. Нормы герметичности, безопасности и безотказности предохранительной и концевой запорной арматуры для систем с взрывоопасными средами 188

2.2.3. Нормы герметичности, безопасности и долговечности защитной и ремонтной запорной арматуры для систем с токсичными средами 193

2.2.4. Нормы долговечности и герметичности регулирующей и запорно-регулирующей арматуры для систем с агрессивными средами 200

2.2.5. Нормы герметичности и безотказности запорной арматуры общепромышленного назначения 203

2.3. Выбор исполнения арматуры целевого назначения по показателям качества 209

2.3.1. Положения для установления соответствия конструктивных параметров исполнений арматуры показателям ее качества 209

2.3.2. Конструктивные параметры и допуски на металлические герметизаторы стыковых затворов арматуры 235

2.3.3. Конструктивные параметры и допуски на полимерные герметизаторы стыковых затворов арматуры 240

2.3.4. Конструктивные параметры и допуски на металлические герметизаторы сферических затворов арматуры 242

2.3.5. Конструктивные параметры и допуски на полимерные герметизаторы сфероконических затворов арматуры 243
2.3.6. Конструктивные параметры и допуски на полимерные герметизаторы ножевых затворов арматуры 246
2.3.7. Конструктивные параметры и допуски на металлические герметизаторы клиновых затворов арматуры 250
2.3.8. Допуски на соподчиненные детали арматуры по параметрам сферических затворов 253
Глава 3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ 271
3.1. Общие правила эксплуатации промышленной трубопроводной арматуры 271
3.2. Требования к поступающей в эксплуатацию арматуре целевого назначения 281
3.2.1. Прогнозирование износа металлических и полимерных герметизаторов затворов арматуры 282
3.2.2. Выборочная оценка работоспособности затворов арматуры 292
3.2.3. Входной контроль арматуры целевого назначения 307
3.2.4. Монтаж арматуры целевого назначения 309
3.3. Эксплуатация целевой арматуры различных классов 323
3.3.1. Техническое обслуживание запорной арматуры 324
3.3.2. Техническое обслуживание регулирующей арматуры 328
3.3.3. Техническое обслуживание предохранительной арматуры 331
3.3.4. Техническое обслуживание защитной арматуры 331
Глава 4. РЕМОНТ АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ 340
4.1. Общие положения организации и проведения ремонта промышленной трубопроводной арматуры 340
4.2. Требования к восстановлению качества арматуры целевого назначения 344
4.2.1. Обеспечение при восстановлении арматуры принципов оптимизации и системности ремонта 344
4.2.2. Ремонтная технологичность конструкций восстанавливаемой арматуры 351
4.2.3. Контроль параметров и точности восстановленных деталей 362
4.3. Технологическое обеспечение ремонта промышленной арматуры 376
4.3.1. Технология и оборудование для разборки, очистки и дефектации деталей восстанавливаемой арматуры 379
4.3.2. Технология и оборудование для восстановления деталей арматуры 387
4.3.3. Технология и оборудование для механической обработки восстанавливаемых деталей арматуры 396
4.3.4. Технология и оборудование для сборки и настройки восстанавливаемой арматуры 412
4.3.5. Технология и оборудование для испытаний восстанавливаемой арматуры 420
Список литературы 426

Посвящаю отцу и матери,
взрастившим сыновей
и защитившим Родину

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время в химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих, энергетических установках, магистральных трубопроводах, тепловых сетях и водопроводах эксплуатируется огромное количество специальной и общепромышленной трубопроводной арматуры, нормальное функционирование которой определяет работоспособность и экономичность как отдельного оборудования, так и систем технологических линий, отделений и производств в целом. При проектировании и эксплуатации оборудования и систем технологических установок руководствуются совокупностью регламентированных правил, которые не распространяются на особо ответственную арматуру целевого назначения.

Необходимость выделения арматуры целевого назначения из общепромышленной и специальной обусловлена рядом особенностей. Это прежде всего опасность запираемых сред, высокая точность дозируемого объема, что определяет ужесточение требований к основным и соподчиненным показателям качества арматуры: ее герметичности, надежности и безопасности, требует их учета при выборе конструкции, эксплуатации и ремонте. При этом создание, сохранение и восстановление качества деталей арматуры, образующих различные соединения, связаны с учетом их работы в условиях напряженно-деформированного состояния в агрессивных средах, при высоких давлениях и температурах. Наиболее специфичными являются прочноплотные соединения затворов: стыковые, сферические, сфероконические, ножевые, клиновые, на герметизаторы (уплотнения) которых не распространяется единая система допусков и посадок, а их изготовление и ремонт связаны с обработкой особых материалов.

Использование в технологических установках арматуры, не имеющей соответствующего уровня эксплуатационной герметичности, надежности и безопасности, определило при проектировании установок фор-

мальное решение вопросов целевой комплектации арматуры на базе резервирования. В результате суммарная масса арматуры превышает 25 % общей массы внутрицеховых трубопроводов, а на 100 м их длины в среднем приходится более 10 единиц арматуры. Таким образом, формальный подход привел к существенному снижению экономических показателей установок без гарантированного обеспечения их работоспособности.

Выделение арматуры целевого назначения определяет переход к системным принципам создания качества при выборе, его сохранения при эксплуатации и восстановления при ремонте на базе функционально-параметрического описания ее функций, задаваемых по характеристикам системных объектов – технологических установок.

В 2003 г. автор планирует опубликовать две последующие книги:

Арматура трубопроводная целевого назначения. Книга 2: Производство. Испытания. Монтаж.

Арматура трубопроводная целевого назначения. Книга 3: Управление качеством. Технический контроль. Сертификация.

Автор выражает благодарность коллегам из Научно-производственного объединения "ГАКС-АРМСЕРВИС": президенту С.В. Сейнову, вице-президенту А.С. Асцатурову и инженеру Е.А. Мелиховой за оказанную помощь при подготовке книг.

Глава 1

СПЕЦИАЛЬНАЯ И ОБЩЕПРОМЫШЛЕННАЯ АРМАТУРА ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

1.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПРОМЫШЛЕННОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЕ

При выборе трубопроводной арматуры необходимо прежде всего учитывать ее качество. Качество выбранного исполнения арматуры должно удовлетворять эксплуатационным требованиям технологической системы, в которой она будет функционировать.

Требования к качеству арматуры распространяются на совокупность свойств обусловливающих ее пригодность удовлетворять функциональным требованиям систем в соответствии с ее назначением. Свойства арматуры, учитываемые при ее выборе и проявляющиеся при эксплуатации, в основном относятся к сложным. Количественной характеристикой свойств арматуры, определяющей ее качество, являются показатели качества.

Для арматуры, с учетом требований системы, следует выделять *базовые*, *комплексные* и *интегральные* показатели ее качества. *Базовым* показателем назначения для запорной и защитной арматуры является герметичность, для регулирующей и предохранительной арматуры – пропускная способность. Эти показатели являются исходными при сравнительных оценках качества. Надежность и безопасность арматуры являются *комплексными* показателями качества, так как относятся к нескольким ее свойствам. *Интегральный* показатель качества – это комплексный показатель арматуры, отражающий соотношение суммарного полезного эффекта от эксплуатации в технологической системе и суммарных затрат на ее создание и эксплуатацию. Важность интегрального показателя чрезвычайно велика, поскольку позволяет, с позиций обеспечения нормального функционирования системы, установить уровень затрат на закупаемую или отремонтированную арматуру.

Большинство базовых показателей качества арматуры являются функциями ее параметров (или одного параметра).

Арматура, при всем многообразии сфер использования, характеризуется следующими общими показателями качества:

– назначением (герметичностью, пропускной способностью);

– надежностью (безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью);

– безопасностью (собственным риском, комплексным риском);

– технологичностью конструкции изделия (точностью, взаимозаменяемостью, унификацией);

– экономичностью (себестоимостью создания, эксплуатацией, ремонтом).

Перечисленные важнейшие показатели качества являются укрупненными и требуют конкретизации.

Герметичность арматуры (внешняя и внутренняя) должна быть функциональной и распространяться на весь срок службы. Состоит она из двух составляющих: *производственной* и *эксплуатационной*. Выбор норм производственной и эксплуатационной герметичности должен быть строго согласован. Рассогласование порождает противоречие интересов потребителя и изготовителя, так как изготовитель стремится увеличить производственную составляющую функциональной герметичности. Технико-экономические расчеты позволяют при выборе арматуры установить оптимальные нормы на производственную и функциональную герметичность.

Герметичность арматуры характеризуется утечкой (протечкой) рабочей среды в окружающую атмосферу (внешняя герметичность) и проникновением среды из входного патрубка в выходной при закрытом положении запорного органа (внутренняя герметичность).

Для запорной, защитной и предохранительной арматуры следует в обязательном порядке учитывать утечку через разъемное соединение герметизаторов затвора Q, через подвижное сальниковое соединение Q_c, через прокладочное или беспрокладочное соединение крышки и корпуса $Q_к$ и через прокладочное или резьбовое соединение присоединительных патрубков арматуры с трубопроводом $Q_{фл}$. Для регулирующей арматуры утечка через затвор Q является соподчиненным показателем, хотя существенно влияет на работоспособность систем, ее включающих.

Безотказность является характеристикой свойств надежности арматуры, определяющей способность сохранять герметичность в затворе в заданном пределе функциональной нормы в течение требуемой наработки. Нарушение предела функциональной нормы характеризует возникновение отказа, который может быть *параметрическим* и *полным*. Отказ должен рассматриваться как зависимый и постепенный. При отказе арматура, как правило, не достигает предельного состояния по деталям затво-

ра, а является восстанавливаемой. Оценка безотказности при подчинении эксплуатационной и составляющей функциональной герметичности осуществляется по наработке на отказ в циклах срабатывания. Критерий оценки состояния арматуры как отказ устанавливается нормативно-технической документацией.

Предельное состояние арматуры наступает тогда, когда она прекратила выполнять свои функции или еще их выполняет, но не может быть использована для дальнейшей эксплуатации, и ее эксплуатация должна быть прекращена из-за неустранимого нарушения требований безопасности. Предельное состояние может наступить и в результате выхода заданных параметров за установленные пределы или в связи с необходимостью проведения среднего или капитального ремонта, а также в связи со снижением эффективности эксплуатации арматуры.

Критерием отказа служат признаки, определяющие факт перехода арматуры из работоспособного состояния в неработоспособное. Нарушение работоспособного состояния может происходить в связи с выходом хотя бы одного из заданных параметров за установленные пределы. Причиной отказа арматуры могут быть дефекты изготовления, ремонта, нарушение норм и правил эксплуатации, различные повреждения, а также естественные процессы коррозии и изнашивания деталей арматуры. В зависимости от характера причин возникновения отказы подразделяются на *конструктивные*, *производственные* и *эксплуатационные*.

Критериями отказов арматуры являются следующие неисправности [16]:

– потеря герметичности запорного органа запорной и защитной арматуры (превышение норм утечек);

– потеря герметичности сальникового устройства (превышение норм);

– потеря герметичности разъемных соединений корпус–крышка или корпус–трубопровод (превышение норм);

– отклонение от заданных значений давления в трубопроводе до и после регулирующей арматуры (регуляторы давления);

– уменьшение пропускной способности регулирующей и предохранительной арматуры;

– изменение комплекса (гидравлических, силовых) характеристик регулирующей арматуры;

– увеличение коэффициента гидравлического сопротивления запорной и защитной арматуры;

– изменение комплекса виброакустических характеристик;

– изменение времени срабатывания;

– изменение сверхдопустимых пределов крутящего момента на выходном валу или силы на штоке привода;

– прикипание золотника к седлу клапана;

– нарушение контакта в электрической силовой или сигнализационной линии.

Критериями предельных состояний являются:

– достижение назначенного ресурса;

– разрушение или утонение стенок корпусных деталей;

– разрушение сильфона или мембраны;

– разрушение защитного покрытия проточной части корпуса;

– изменение геометрической формы деталей, препятствующее нормальной эксплуатации арматуры;

– заклинивание детали (клина, штока) в подвижном соединении;

– изменение размеров и точности деталей в связи с износом или коррозией, препятствующее нормальной эксплуатации арматуры;

– разрушение электрической изоляции или обрыв встроенных электрических проводов средств управления, контроля, сигнализации;

– необратимые разрушения деталей, вызванные старением материала.

Конкретные значения заданных эксплуатационных показателей и их предельно допустимые значения (нормы), характеризующие переход арматуры в неработоспособное или предельное состояние, приведены в технических условиях (ТУ) на арматуру, техническом описании (ТО) и в программе и методике (ПМ) испытаний.

По характеру последствий возможные отказы арматуры делятся на *критические* и *некритические*, *существенные* и *несущественные*.

Критический отказ представляет собой отказ, создающий угрозу для жизни и здоровья персонала, обслуживающего оборудование, а также угрозу для окружающей среды и населения или приводящий к тяжелым экономическим последствиям. Некритический отказ – отказ не создающий угрозы для жизни и здоровья персонала, обслуживающего оборудование, а также угрозы для окружающей среды и населения или не приводящий к тяжелым экономическим последствиям. Существенный отказ – это отказ приводящий к существенным последствиям. Несущественный отказ – некритический отказ, не приводящий к существенным последствиям.

Безотказность арматуры характеризуется средней наработкой на отказ (несущественный, существенный) в циклах, часах T_o; средней наработкой до отказа (несущественного, существенного) в циклах, часах $T_{ср}$;

вероятностью безотказной работы в течение периода непрерывной работы или назначенного ресурса (часов, при наработке циклов) $P(t)$.

Долговечность – это свойство арматуры сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Показателем долговечности является ресурс или срок службы, определяемый числом циклов или временем (часы, месяцы, годы).

Показатели долговечности: полный назначенный ресурс (циклов, часов) $T_{р.н.п}$; полный средний ресурс (циклов, часов) $T_{р.ср.п}$; назначенный ресурс до ремонта (циклов, часов) $T_{р.н.р}$; средний ресурс до ремонта (циклов, часов) $T_{р.ср.р}$; полный гамма-процентный ресурс (циклов, часов) $T_{р.\gamma\ п}$; полный средний срок службы (лет) $T_{сл.ср.п}$; гамма-процентный ресурс до ремонта (циклов, часов) $T_{р.\gamma\ р}$; средний срок службы до ремонта (лет) $T_{сл.ср.р}$; полный назначенный срок службы (лет) $T_{сл.н.п}$; полный гамма-процентный срок службы (лет) $T_{сл.\gamma\ п}$; назначенный срок службы до ремонта (лет) $T_{сл.н.р}$; гамма-процентный срок службы до ремонта (лет) $T_{сл.\gamma\ р}$.

Случайные отказы, как правило, возникают в трубопроводной арматуре до наступления предельного состояния, и особенно это справедливо для арматуры со сложным приводом (электромоторный привод). Арматура, работающая на химически активных средах, находится в особых условиях, так как ее трубопроводная часть (корпусные детали) подвергается воздействию химически активных, а часто и агрессивных сред. В этих условиях наступление предельного состояния арматуры (коррозия корпусных деталей) может наступить до первого случайного отказа. При этом значение параметра безотказности не отражает надежность (долговечность) изделия. Поэтому при определении надежности арматуры, работающей на агрессивных средах, необходимо рассматривать параметры безотказности приводной части и долговечности трубопроводной части раздельно и, исходя из этого устанавливать, что раньше может произойти – случайный отказ или наступление предельного состояния корпусных деталей.

Рекомендации по выбору показателей безотказности и долговечности арматуры даны в табл. 1.1.1 и 1.1.2.

Ремонтопригодность определяется как свойство, отражающее степень приспособленности изделий к предупреждению и обнаружению причин возникновения в изделии отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания.

Важность ремонтопригодности конструкции как показателя надежности заключается в том, что простои оборудования, вызываемые необ-

Таблица 1.1.1

Возможность восстановления	Вид возможного отказа	Обслуживаемость	Показатель безотказности
Восстанавливаемая	Некритический	Обслуживаемая	T_o
	Критический		$P(t)$ (в течение периода непрерывной работы)
		Необслуживаемая	$P(t)$ (в течение назначенного ресурса)
Невосстанавливаемая	Некритический	Обслуживаемая, необслуживаемая	$T_{ср}$
	Критический	Обслуживаемая	$P(t)$ (в течение периода непрерывной работы)
		Необслуживаемая	$P(t)$ (в течение назначенного ресурса)

Таблица 1.1.2

Возможные последствия перехода в предельное состояние	Длительность эксплуатации и возможность оценки технического состояния	Показатель долговечности арматуры	
		неремонтируемой	ремонтируемой
Приводит к критическому отказу	Эксплуатация до назначенной наработки (или срока службы), независимо от фактического состояния, контроль которого невозможен или затруднен	$T_{р.н.п}$ $T_{сл.н.п}$	$T_{р.н.р}$, $T_{р.н.п}$ $T_{сл.н.р}$, $T_{сл.н.п}$
Не приводит к критическому отказу	Эксплуатация по фактическому состоянию, контроль которого возможен	$T_{р.\gamma\,п}$ $T_{сл.\gamma\,п}$ $T_{р.ср.п}$ $T_{сл.ср.п}$	$T_{р.\gamma\,р}$, $T_{р.\gamma\,п}$ $T_{сл.\gamma\,р}$, $T_{сл.\gamma\,п}$ $T_{р.ср.р}$, $T_{р.ср.п}$ $T_{сл.ср.р}$, $T_{сл.ср.п}$

ходимостью проведения ремонтов арматуры, оказывают большое влияние на экономичность работы трубопровода или установки. Показатели ремонтопригодности наибольшее значение имеют для целевой арматуры. Для оборудования, работающего на вспомогательных трубопроводах малых диаметров прохода при низких давлениях рабочей среды, ремонтопригодность имеет меньшее значение, так как в этом случае быстрая замена вышедших из строя элементов оборудования больших затруднений не вызывает.

Ремонтопригодность оказывает существенное влияние на такой комплексный показатель надежности, как коэффициент технического использования, который статистически определяется отношением суммарного времени пребывания наблюдаемых изделий в работоспособном состоянии к произведению числа наблюдаемых изделий на заданное время эксплуатации.

Безопасность через риск арматуры должна оцениваться как количественная мера опасности – вероятности причинения вреда жизни, здоровью людей или окружающей среде. Оценка риска арматуры должна проводиться: при нормальном ее функционировании и правильном применении по прямому назначению; при ее критическом отказе в процессе эксплуатации в нормальных условиях; при возникновении аварийных ситуаций и при неправильном использовании (ошибках обслуживающего персонала).

В зависимости от наличия или отсутствия специальных средств (мер) защиты людей, окружающей среды от возможных опасностей, связанных с эксплуатацией арматуры, введены показатели *собственного риска* и *комплексного риска* арматуры. Собственный риск арматуры предусматривает оценку опасности без учета специальных средств (мер) защиты. Комплексный риск связывается с оценкой риска с учетом имеющихся (предусматриваемых) средств (мер) защиты.

Из основных требований, учитываемых при создании и эксплуатации арматуры, выделяют электро-, пожаро- и взрывобезопасность; сейсмостойкость; устойчивость к термическим циклам разогрев-охлаждение, в том числе к термическим ударам; работоспособность в течение заданного временно́го цикла в аварийном режиме; необходимое время срабатывания; полное или частичное перекрытие потока среды, или предотвращение его обратного потока, обеспечение необходимой пропускной способности.

Технологичность конструкции изделий как совокупность свойств конструкции, проявляемых в оптимальных затратах при ее создании и

эксплуатации по сравнению с однотипными конструкциями при условии обеспечения установленных значений показателей качества – назначения, надежности, безопасности. Технологичность конструкции подразделяют на *производственную* и *эксплуатационную*.

Производственная технологичность конструкции восстанавливаемой арматуры проявляется в сокращении времени, затрачиваемого на процессы обработки (сборки) изделия, а эксплуатационная – в сокращении затрат средств на техническое обслуживание изделия.

Цель обеспечения технологичности конструкций арматуры, как сборочной единицы технологической системы, заключается в повышении качества изделий. Наиболее общими требованиями к технологичности конструкций арматуры выступают требования к составу изделия, а также к точности составных частей (деталей).

Как сборочная единица, арматура должна расчленяться на рациональное число составных частей с учетом принципа агрегатирования. Агрегатирование должно основываться на применении унифицированных элементов затворов, заменяемых при эксплуатации и ремонте. При этом элементы затворов должны обладать полной взаимозаменяемостью. Точность расположения деталей должна быть обоснована функциональной точностью и взаимоувязана с достижимой точностью восстановления деталей (фактической точностью). Выбор метода сборки арматуры при ремонте проводится на основании размерного анализа (расчета размерных цепей). При этом размерный анализ должен быть подчинен правилу наикратчайшей размерной цепи и принципу единства баз.

Себестоимость арматуры соподчиняет качественные показатели назначения, надежности и технологичности конструкций. Следует различать *производственную* и *эксплуатационную* себестоимость. Абсолютным технико-экономическим показателем себестоимости на стадии создания и восстановления выступает трудоемкость, а на стадии эксплуатации – энергоемкость, потери от простоя, вынужденного ремонта элементов систем.

По производственным и эксплуатационным затратам оптимизируются нормы производственной герметичности, показателей безотказности, долговечности и безопасности арматуры. Качество арматуры с позиций ремонта тесно связано с технологичностью конструкций, стандартизацией и унификацией ее деталей. Производственная себестоимость изделия относится к основным показателям технологичности конструкций, а себестоимость – к дополнительным технико-экономическим показателям.

Требования к конструктивному исполнению арматуры диктуются установленными нормами на показатели ее качества и эксплуатационными условиями технологической системы. В наиболее неблагоприятных условиях находятся детали, работающие в химически активных средах, при повышенных и пониженных температурах, высоких давлениях. Корпусные детали испытывают сложное напряженно-деформированное состояние, связанное с монтажными и эксплуатационными нагрузками. Рабочие среды, как правило, имеют сложные составы с коррозионными свойствами, что создает условия для интенсивного разрушения герметизаторов, ускоренного выхода деталей из строя, т.е. к необходимости замены или ремонта арматуры и, таким образом, к нарушению нормального функционирования технологической системы.

По назначению выделяют промышленную арматуру двух видов.

Арматура специального назначения **(*специальная*)** – промышленная трубопроводная арматура, которая разрабатывается и изготовляется с учетом требований отрасли применительно к специфическим условиям эксплуатации.

Арматура общепромышленного назначения **(*общепромышленная*)** – промышленная трубопроводная арматура, которая разрабатывается и изготовляется для межотраслевого применения и удовлетворяет общим условиям эксплуатации.

Арматура обоих видов, при всем многообразии условий эксплуатации, характеризуется общностью по техническим условиям:

– требования к прочности и коррозионной стойкости материала деталей и арматуры в целом при заданных эксплуатационных параметрах системы (давление, температура), токсичности и агрессивности транспортируемых через нее сред;

– соответствие габаритных, массовых параметров и присоединительных размеров условиям эксплуатации и размерам трубопроводов системы;

– обеспечение требуемых гидравлических параметров, давления открытия предохранительного клапана, быстродействия защитных клапанов, источников энергии и способов управления арматурой.

Специализация арматуры определяет ее конструктивные исполнения следующих основных ***групп*** [10]:

– коррозионно-стойкая (для химически активных сред);

– энергетическая (пароводяная, работающая при высоких энергетических параметрах);

– для нефтепродуктов;

– для особых сред (вязких, аммиака, фреона);
– общепромышленного назначения.

По функциональному назначению трубопроводную арматуру подразделяют на следующие основные ***классы***: *запорная*, *регулирующая*, *предохранительная*, *защитная*, *распределительно-смесительная* и *фазоразделительная*. Каждый класс включает в себя арматуру следующих ***типов***: *клапаны*, *задвижки*, *краны*, *заслонки*.

Каждый тип арматуры имеет свои ***конструктивные разновидности***:

1. Клапаны (вентили): проходные угловые и прямоточные; сальниковые и сильфонные; односедельные, двухседельные и мембранные; запорные, регулирующие, предохранительные, дыхательные.

2. Задвижки: клиновые с жестким клином, с упругим клином, двухдисковые, параллельные однодисковые (шиберные), двухдисковые параллельные с распорным клином, шланговые.

3. Краны: пробковые с конусной или цилиндрической пробкой; двухходовые и трехходовые, с паровым обогревом; шаровые.

Рекомендации по выбору материалов, классов, типов, конструктивных разновидностей применительно к арматуре различных групп достаточно полно изложены в книгах по специальной арматуре [1, 4, 9, 11, 12], справочниках [10, 14, 16] и каталогах [19–25]. Но функционально-параметрическое описание вопросов выбора, эксплуатации и ремонта арматуры по показателям технологических систем с позиций системного подхода в них отсутствует.

1.2. ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА КАК ЭЛЕМЕНТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Развитие базовых отраслей промышленности в условиях рыночной экономики идет в направлении специализации и концентрации производств, что связано с эксплуатацией установок, реализующих технологические процессы, направленные на получение продукции стандартной кондиции. Стандартная кондиция продукции выступает основным показателем качества установок – показателем их назначения. На обеспечение показателя назначения направлена бóльшая часть технологических исследований, разработок и мероприятий.

Вместе с тем увеличение единичных мощностей установок на базе их укрупнения, реализации комплектно-блочного принципа выдвигает в ряд первостепенных задач обеспечение возрастающих требований к их работоспособности по показателям надежности и безопасности при минимальных материальных и трудовых затратах. Так, до последнего вре-

мени, как показывает анализ, работоспособность установок различного функционального назначения в целом и по отдельным элементам или технологическим системам характеризуется низкими показателями надежности и безопасности, в результате чего имеют место:

1. Внеплановые остановки оборудования, технологических систем, отделений и цехов, приводящие к значительным простоям, выражающимся, с одной стороны, в снижении производительности установки, а с другой – к нарушениям технологического режима производства, обусловливающим получение продукции нестандартной кондиции. Например, остается актуальной проблема выпуска улучшенных сортов серной кислоты с предельно сниженными вредными примесями.

2. Внеплановое техническое обслуживание, длительные текущие и капитальные ремонты, приводящие к большим материальным и трудовым затратам. Так, простои крупных установок (например, для синтеза аммиака) составляют в США, Канаде в среднем 50 суток в год, в России – до 90 суток.

3. Рост потребности в отдельных комплектующих элементах, приводящий к дополнительным затратам на их приобретение, хранение, монтаж, техническое обслуживание и ремонт. Как результат, суммарная масса арматуры превышает 25 % общей массы внутрицеховых трубопроводов, а на 100 м их длины в среднем приходится более 12 единиц арматуры из-за резервирования как основного технологического оборудования, так и самой арматуры.

4. Нарушения экологического равновесия окружающей среды как внутри отделений, цехов, так и в местах расположения предприятий, приводящие к человеческим жертвам, аварийным ситуациям и подтоплению предприятий (табл. 1.2.1). При этом, по опубликованным данным, до 50 % отказов в работе установок приходится на прочноплотные соединения периодического и постоянного действия, их отказы явились главной причиной аварий на ряде предприятий США, Великобритании, Индии и других стран.

Работоспособность технологических установок в целом определяется свойствами составных элементов нормально выполнять заданные функции с параметрами, установленными в технической документации (рис 1.2.1). При этом по показателям назначения базовых составных элементов: агрегатов, машин, аппаратов, насосно-компрессорного оборудования, технологических трубопроводов, трубопроводной арматуры, – имеют место определяющие (главные) функции связи с показателями работоспособности и экономичности установок.

Таблица 1.2.1

Предприятия	Годовое потребление воды	Сброс воды	Утечка и инфильтрация воды в грунт
	млн м^3		
Завод тяжелого машиностроения	5,4	2,9	0,4 ... 0,5
Сталеплавильный завод	4,8	4,6	0,3 ... 0,4
Завод резиновой промышленности	21,6	4,6	1,5 ... 1,9
Завод синтетического каучука	41,0	4,6	2,9 ... 3,7
Завод гидролизной промышленности	17,3	4,6	1,2 ... 1,6
Завод химического волокна	34,4	4,6	2,4 ... 3,1
ТЭЦ	10	4,6	0,7 ... 0,9

Для специальной трубопроводной арматуры степень герметичности затвора связана с показателями безопасности установки, прежде всего ввиду опасности транспортируемых под избыточным давлением рабочих сред. С этой определяющей позиции герметичность затвора выступает показателем безопасности как запорной, защитной, предохранительной, так и регулирующей трубопроводной арматуры. Изменение герметичности затворов во времени рассматривается как один из параметрических показателей безопасности установки.

Вместе с тем к транспортируемым средам предъявляются высокие требования к точности их состава, дозируемому объему, что особенно важно для производств особо чистых веществ. С данной позиции степень герметичности затвора выступает одним из определителей показателя назначения или экономичности базового оборудования, технологической линии установки, обслуживаемых арматурой.

Наряду с опасностью и требованиями к точности транспортируемые в установках среды обладают высокой агрессивностью. Коррозионные свойства сред существенно влияют на показатели надежности базовых элементов, и с этой позиции степень герметичности затвора выступает одним из параметрических показателей надежности как трубопроводной арматуры, так и обслуживаемых ею базовых элементов, определяющим прежде всего долговечность трубопроводной арматуры.

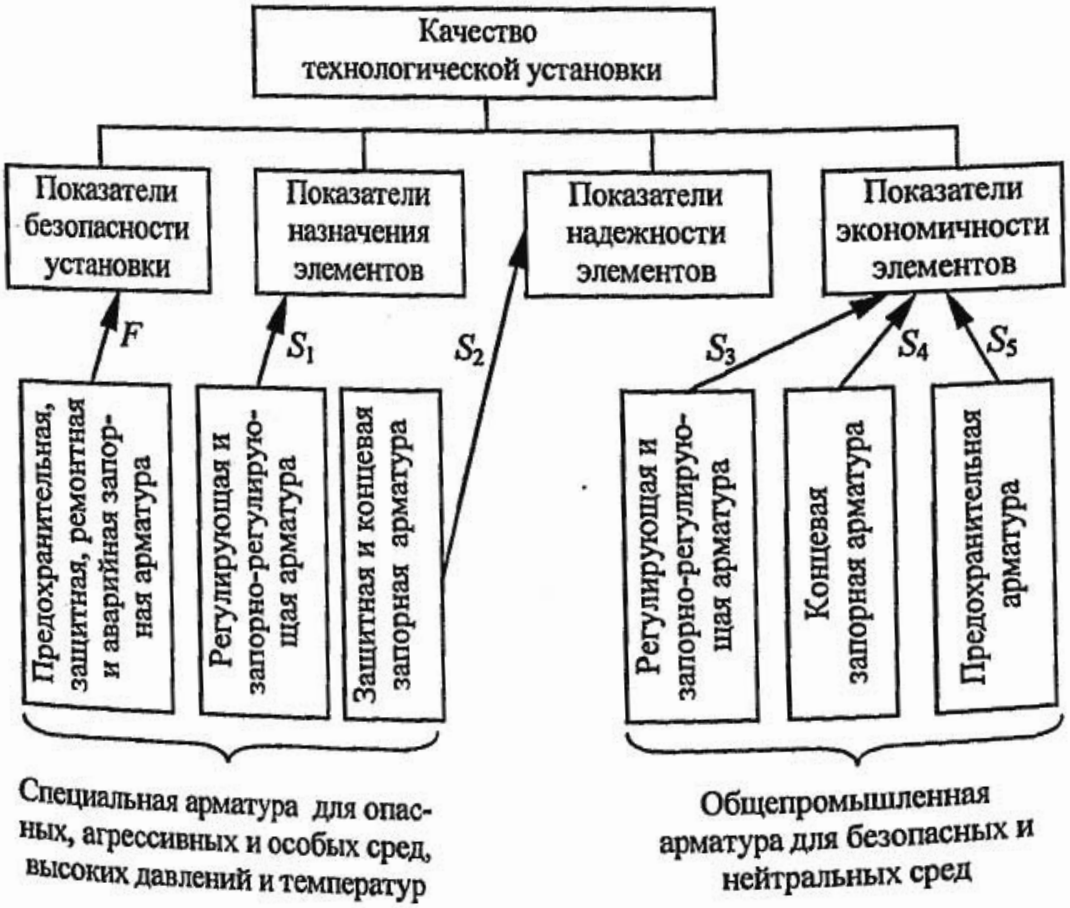


Главные функции связи

F_1 – обеспечение технологических процессов для получения стандартной кондиции продукции;
F_2 – обеспечение непрерывной подачи сырья с заданной точностью для получения стандартной кондиции продукции;
F_3 – обеспечение прочности аппарата, машины во времени;
F_4 – обеспечение прочности трубопровода во времени;
F_5 – обеспечение герметичности прочноплотного соединения во времени;
F_6 – обеспечение герметичности затвора во времени.

Рис. 1.2.1. Главные функции связи показателей назначения элементов с показателями работоспособности и экономичности технологических установок

Во всех установках значительное число трубопроводной арматуры работает во вспомогательных технологических системах на безопасных, нейтральных средах. Требования к степени герметичности затворов арматуры общепромышленного назначения должны диктоваться экономичностью установки через учет затрат на стадиях проектирования, производства и эксплуатации (включая ремонт) арматуры (рис. 1.2.2).



	Функции связи
главная	F – обеспечение герметичности при отказе технологического элемента или системы установки;
соподчиненные	S_1 – обеспечение периодической подачи сырья с заданной точностью и герметичности в период гарантированного ресурса эксплуатации элемента установки; S_2 – обеспечение герметичности в межремонтный период эксплуатации элемента или системы установки; S_3, S_4, S_5 – обеспечение герметичности по показателям экономичности вспомогательных технологических элементов или систем установки.

Рис. 1.2.2. Схема связи показателей качества промышленной трубопроводной арматуры с показателями работоспособности и экономичности элементов и частей технологических установок

Следовательно, степень герметичности затвора, как комплексный показатель трубопроводной арматуры, выступает, с одной стороны, определяющим показателем безопасности установки в целом, а с другой – определяет уровень показателей назначения, надежности и экономичности отдельных элементов установки или технологической системы. Вместе с тем требования к герметичности затворов с учетом особенностей обеспечения показателей работоспособности и экономичности установок диктуют выделение из специальной и общепромышленной трубопроводной арматуры особо ответственной целевой арматуры, характеризуемой специфическими функциями связи по показателям качества.

Арматура целевого назначения (целевая) – специальная или общепромышленная трубопроводная арматура, которая является особо ответственным элементом, отвечающим требованиям к качеству эксплуатации в конкретной технологической системе.

Установление функции связи: базовой F и соподчиненных S_1, S_2, ... характеризуют типовые эксплуатационные ситуации и служат посылкой к выбору показателей арматуры по показателям работоспособности и экономичности установок, разработке положений их обеспечения на основе системного подхода (см. гл. 2).

Арматура, как системный объект, представляет собой совокупность сборочных единиц и деталей, находящихся в определенной взаимосвязи и обеспечивающих по параметрам заданное функционирование.

В соответствии с оценкой арматуры как системного объекта ее конструкция рассматривается как иерархическая система, состоящая из структурных составляющих разного уровня. Для арматуры целевого назначения в общей постановке характерна структура с пятью уровнями иерархии: первый – арматура как элемент установки, второй – арматура как изделие, третий – сборочная единица, четвертый – деталь и пятый уровень – поверхность. При этом под поверхностью понимается не только характеристика формы по параметрам (геометрическим и материала), но также и их точность.

Для системной оценки рекомендуется использование трехуровневых структур, так как при таком построении системы облегчается решение задач оптимизации. Следовательно, при обеспечении качества системного объекта – арматуры целевого назначения – анализу подлежит ряд сочетаний структурных составляющих (табл. 1.2.2). Для них характерно, что при каждом последовательном рассмотрении арматуры как системы часть структурных составляющих остается вне ее, т.е. при каждом конкретном сочетании такие структурные составляющие не подвергаются анализу, что отвечает принципу количественной оценки альтернатив системного представления арматуры.

Таблица 1.2.2

Структурные составляющие	Сочетание структурных составляющих				
Технологическая установка (обслуживаемый элемент установки)	Система	Система	Система		
Трубопроводная арматура (клапан, кран, задвижка, заслонка)	Подсистема			Система	
Затвор (прочноплотное соединение)	Элемент	Подсистема			Система
Деталь (герметизатор затвора)		Элемент	Подсистема	Подсистема	Подсистема
Поверхность (герметизирующая)			Элемент	Элемент	Элемент

Установление параметров и точности герметизаторов арматуры установок является результатом следующего стадийного анализа:

– система "установка–арматура–затвор" как определитель типа арматуры;

– система "установка–затвор–деталь (герметизатор затвора)" как определитель исполнения типа арматуры по материалу затвора;

– система "установка–деталь–поверхность (герметизирующая)" как определитель исполнения типа арматуры по конструкции затвора;

– система "арматура–деталь–поверхность" как определитель комплекса функциональных и соподчиненных параметров конструктивного исполнения типа арматуры по затвору или система "затвор–деталь–поверхность" как определитель комплекса только функциональных параметров конструктивного исполнения затвора.

Тип арматуры должен отвечать эксплуатационной ситуации, а также требованиям к качественным показателям назначения, надежности, безопасности, экономичности установки. Анализ эксплуатационной ситуации следует проводить по характеристикам рабочей среды, условиям эксплуатации затвора и рабочему процессу, протекающему в конкретной технологической системе установки. Определяющими характеристиками рабочей среды являются ее опасность и агрессивность, давление и темпе-

ратура. Основными характеристиками условий эксплуатации затвора выступают: режим работы по частоте срабатываний, соотношение времени открытого и закрытого положений затвора, времени открытия и закрытия затвора. Характеристиками рабочего процесса применительно к затвору арматуры являются давление, температура рабочей среды, диаметр условного прохода арматуры.

Агрессивность среды характеризует коррозионное и эрозионное воздействие на герметизаторы затвора, поэтому требуется разработка и формулирование единых критериев оценки ее воздействия с позиций сохранения работоспособности затворов как специальной, так и общепромышленной арматуры. При этом герметичность, как показатель назначения или соподчиненный, связана с опасностью рабочей среды, ее агрегатным состоянием и накладывает ограничения на тип герметизации затвора, а также штока привода.

Показатели надежности рассматриваются в совокупности с герметичностью, а именно, с ее изменением во времени, соподчиненностью установке в целом или элементам установки (обслуживаемым аппаратам, машинам, насосам, компрессорам). Показатели экономичности (габаритно-массовые и энергетические) увязываются по диаметру условного прохода, строительной длине, типу управления затвором.

Критерием оптимизации при выборе типа арматуры (клапан, кран, задвижка, заслонка), выступает герметичность затвора во времени, как комплексный показатель назначения и надежности арматуры, конструктивное обеспечение которого достигается при минимальных производственных и эксплуатационных затратах.

Исполнение запорной арматуры должно отвечать эксплуатационной ситуации по материалу деталей затвора и других сборочных единиц. Наряду с агрессивностью среды, выбор исполнения затвора, удовлетворяющего характеристикам эксплуатационной ситуации, основывается на минимизации силы герметизации. Высокие требования к герметичности затвора, времени эксплуатации по ресурсу срабатываний при минимальной управляющей силе достигают при использовании затворов типа резина–металл.

Использование резины и резиновых смесей в качестве эластомерного герметизатора наиболее целесообразно, но зависит от используемого материала, времени эксплуатации арматуры и вида рабочей среды. При недостаточной химической стойкости в рабочей среде, температурах эксплуатации ниже температуры стеклования резины либо при высоких температурах и давлениях, используются герметизаторы из пластмасс.

Вместе с тем при прочих равных условиях значение управляющей силы для затворов с пластмассовыми герметизаторами в 1,2–3 раза возрастает по сравнению с резиновыми. Если параметры эксплуатационной ситуации не позволяют использовать затвор типа полимер–металл, то используются затворы типа металл–металл, управляющая сила для которых в 1,5–3 раза больше, чем для самых жестких полимеров.

Таким образом, сохранение механической прочности в условиях коррозионно-механического изнашивания деталей затвора, связанное с герметичностью во времени, непосредственно зависит от материала и выступает критерием оптимизации, конструкторское обеспечение которого достигается выбором материалов герметизаторов затвора: коррозионно-стойких сталей или сплавов, керамики, полимеров, эластомеров, обеспечивающих герметичность затвора во времени при наименьших затратах на создание и ремонт герметизаторов.

Конструктивное исполнение типа арматуры должно подчиняться эксплуатационной ситуации прежде всего по характеристикам режима работы затвора. По режиму работы (по частоте срабатываний и соотношению времени открытого и закрытого положений затвора) выделяют три группы затворов:

– затворы нормально открытые, работающие в технологической системе и выполняющие функции концевой арматуры (затвор закрыт) – ***ремонтно-технологическая запорная арматура*** (при ремонте) в аварийной ситуации – ***защитная арматура***;

– затворы, работающие в технологической системе и выполняющие функции ***управляющей арматуры***, соотношение времени открытого и закрытого положений затвора приближается к единице;

– затворы нормально закрытые, работающие в технологической системе и выполняющие функции ***концевой запорной арматуры*** практически на всем протяжении эксплуатации затвора.

При этом для обеспечения большого ресурса (управляющая технологическая арматура) контактные давления в затворе при установленной оптимальной управляющей силе герметизации должны быть уменьшены, что достигается использованием номинально поверхностных затворов. Для затворов с малым ресурсом (ремонтно-технологическая и концевая запорная, а также защитная арматура) приемлемо повышение контактных давлений в затворе при той же оптимальной управляющей силе герметизации или меньшей путем использования номинально линейных затворов. Для номинально линейных затворов по различным данным максимальный ресурс 1500 ... 3000 циклов (резина–металл) и 500 ... 2000 циклов (металл–металл).

Следует отметить условность количественного ограничения по ресурсу, что связано с недостаточной изученностью параметров и точности герметизаторов. Для номинально линейных затворов металл–металл ножевого типа обеспечен ресурс 10 000 циклов, а для сфероконического затвора обратных поворотных клапанов – 500 000 циклов. Следовательно, частота срабатывания затвора, соотношение времени открытого и закрытого положений затвора выступают определяющими параметрами конструкторского обеспечения герметичности затвора во времени при минимальных затратах на производство и эксплуатацию арматуры.

Результатом анализа является оптимальное конструктивное исполнение герметизирующих поверхностей деталей затвора по форме: плоские, цилиндрические, конические, сферические, ножевые.

Стадия выявления функциональных и соподчиненных параметров обеспечения герметичности в затворе арматуры наименее описана [26]. Из них к функциональным параметрам следует отнести геометрические и параметры материала герметизаторов затвора, отклонения их размеров, расположения, формы, волнистость, шероховатость герметизирующих поверхностей, а к соподчиненным – размеры деталей затвора, корпусной и приводной частей арматуры и их отклонения, в целом определяющие отклонение расположения поверхностей (осей) герметизаторов затвора.

В общем случае при выборе арматуры на каждой стадии должны решаться оптимизационные задачи, которые сводятся к необходимости минимизировать габаритно-массовые характеристики, управляющую силу герметизации или затраты, т.е. некоторую функцию, называемую целевой, которая характеризует полезный эффект от создания или потребления объекта, при определенных ограничениях. При этом наиболее эффективными являются количественные методы оптимизации, базирующиеся на решении тем или иным методом математической модели оптимизации [17].

В состав математической модели оптимизации входят:

– целевая функция Ц, описывающая достижение определенных показателей качества (зависимости цели создания или потребления объекта от оптимизируемых переменных параметров) функциональных F_i, ($i = 1, 2, \ldots, I$) или соподчиненных S_j, ($j = 1, 2, \ldots, J$)

$$Ц = f(F_1, \ldots, F_I; S_1, \ldots, S_J);$$

– совокупность ограничений на оптимизируемые переменные параметры в виде равенств и неравенств

$$f_m(F_1, \ldots, F_I; S_1, \ldots, S_J) = 0, \quad m = 1, 2, \ldots;$$
$$f_n(F_1, \ldots, F_I; S_1, \ldots, S_J) > 0, \quad n = 1, 2, \ldots .$$

Типизация эксплуатационных ситуаций по специальной арматуре. При ***производстве серной кислоты*** необходимо увеличить выпуск ее улучшенных сортов (в 2001 г. произведено моногидрата свыше 8 млн т), предельно снизить вредные примеси, обеспечить заданную надежность всей системы сернокислого производства за счет таких показателей элементов системы, как безотказность, долговечность и ремонтопригодность.

Производство серной кислоты при использовании в качестве сырья колчедана осуществляется по полной, так называемой классической, схеме и является базовой (рис. 1.2.3).

Рассмотрим данную схему производства H_2SO_4 как систему. Анализируя ее по изменению агрегатного состояния исходных продуктов и технологической последовательности, условно разбиваем весь технологический процесс на подсистемы:

1 – подсистема обжига серосодержащих продуктов;
2 – подсистема очистки и сушки SO_2;
3 – подсистема окисления SO_2;
4 – подсистема абсорбции SO_3.

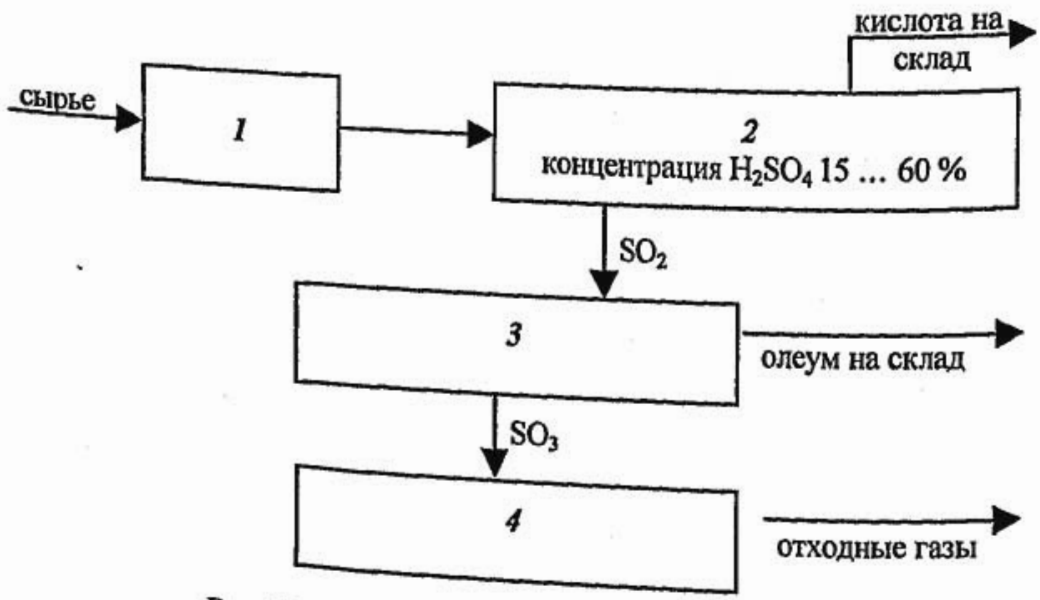


Рис. 1.2.3. Схема сернокислого производства

Поскольку основным продуктом сернокислого производства является H_2SO_4, то проводим анализ технологического режима и коррозионной активности H_2SO_4 только для тех подсистем, где транспортируется жидкая серная кислота, т.е. подсистем *2* и *4*.

В подсистеме *2* концентрация H_2SO_4 изменяется в пределах 15 … 60 %, а ее температура – 45 … 75 °С; в подсистеме *4* концентрация H_2SO_4 93 … 100 %, температура – 30 … 70 °С.

Рассматривая скорость коррозии конструкционных сталей в серной кислоте в зависимости от ее концентрации (рис. 1.2.4) и наложив на нее подсистемы *2* и *4*, отмечаем, что для подсистемы очистки и осушки SO_2 скорость коррозии сталей будет в 3–8 раз выше, чем для подсистемы абсорбции триокиси серы. Анализируя скорость коррозии легированных сталей типа Х20Н29М2Д3 в серной кислоте в зависимости от ее концентрации и температуры, видим, что в подсистеме очистки и осушки SO_2 она составляет около 0,50 мм/год, а для подсистемы абсорбции SO_3 – около 0,125 мм/год.

Проведенный анализ указывает на то, что к материалам элементов подсистемы очистки и осушки SO_2 (подсистема *2*) должны предъявляться наиболее высокие требования, так как условия работы наиболее экстремальные. В сернокислых производствах это промывное отделение.

Проведем типизацию эксплуатационной ситуации на примере промывного отделения 2-го контактного цеха Воскресенского химкомбината. Анализ эксплуатационной ситуации показал, что в промывном отде-

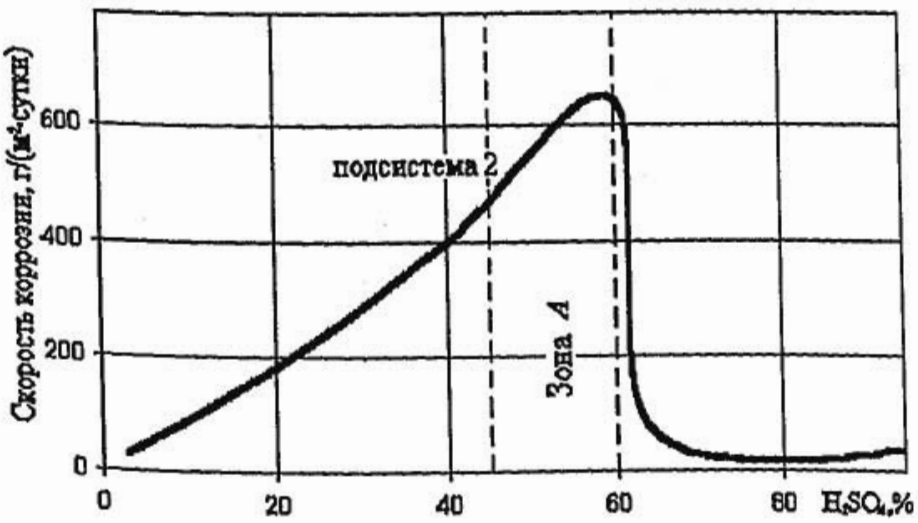


Рис. 1.2.4. Скорость коррозии легированных сталей в зависимости от концентрации серной кислоты

лении серная кислота идет на орошение двух промывных колонн, которые работают по замкнутому циклу: сборник–насос–холодильник–башня–сборник. Первая промывная башня орошается серной кислотой с концентрацией 45 … 60 % при температуре 75 °С. Вторая промывная башня – 15 … 30 % при температуре 45 °С.

Арматура, работающая в зоне "А" (см. рис. 1.2.4), находится в более экстремальных условиях, и к ней предъявляются более жесткие требования по показателям надежности. Исходя из этого проведен анализ арматуры, работающей в замкнутом контуре первой промывной башни.

На рис. 1.2.5, *а* приведено процентное соотношение используемой арматуры трех основных классов: регулирующей, предохранительной и запорной. Как видно из диаграммы, запорная арматура преобладает и составляет более 80 % от всей номенклатуры арматуры. Кроме того, среди запорной арматуры преобладает ремонтно-технологическая (рис. 1.2.5, *б*), т.е. арматура, работающая в положении преимущественно открытой и служащая для перекрытия потока среды в случае ремонта или отказа какого-либо элемента системы "сборник–насос–холодильник–первая промывная башня–сборник".

Вся ремонтно-технологическая арматура представляет собой запорную арматуру клапанного типа и имеет конический затвор.

Анализ эксплуатационных параметров, при которых работает ремонтно-технологическая арматура, позволяет отметить следующее:

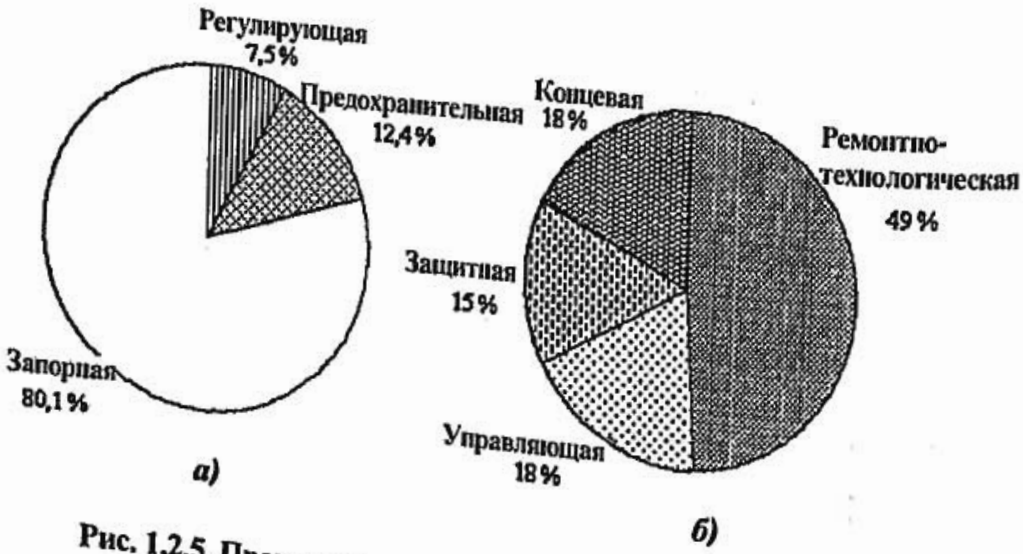


Рис. 1.2.5. Процентное соотношение используемой арматуры в промывном отделении сернокислого производства

- концентрация H_2SO_4 изменяется в пределах 45 ... 60 %;
- рабочая температура среды 75 °С;
- рабочее давление меняется от 0,2 до 0,3 МПа.

К ремонтно-технологической арматуре предъявляются повышенные требования по герметичности затвора, поскольку утечка во время ремонта оборудования не должна превышать допустимую утечку данного оборудования в рабочем состоянии (см. гл. 2). Учитывая тот фактор, что ремонтно-технологическая арматура преимущественно находится в открытом состоянии и перекрывает поток среды только в случаях ремонта или профилактических работ, предпочтительно применять ножевые затворы.

Общие рекомендации по материалам деталей арматуры сернокислых производств приведены в табл. 1.2.3.

Содовое производство является одной из важнейших отраслей химической промышленности. Кальцинированная сода (в 2001 г. произведено свыше 2 млн т) используется в стекловарении, при производстве глинозема из бокситов, при обессеривании чугуна, при обогащении урановых руд, в пищевой и резиновой промышленности, при производстве лаков и красок, натриевых солей, осажденного мела и т.д. Перечисление даже некоторых производств, в которых используется кальцинированная сода, показывает, что развитие содового производства определяет развитие большого количества отраслей промышленности.

Таблица 1.2.3

Детали	Марка материала
Корпус и крышки	СЧ18, КЧ80-6, Ст3сп, 25Л, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, 10Х18Н9ТЛ, 08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т, 10Х17Н13М3Т, 10Х18Н12М3ТЛ, 06Х28МДТ, БрАЖН10-4-4, Н70МФ, ХН65МВ
Шпиндели, штоки, плунжеры, золотники	Ст5сп, сталь 35, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, Х23Н8, 10Х17Н13М2Т, Х70МФ, ХН65МВ, БрАЖН10-4-4, БрАЖМц10-3-1,5
Уплотнительные кольца (герметизаторы)	20Х13, ЦН-6, ЦН-12, В3К, ЦН-2, УОНИ-131Н1-БК
Пружины	12Х18Н10Т, Х32Н8

Развитие содового производства связано не только с введением новых мощностей, но и с совершенствованием технологии содового производства, повышением надежности всего оборудования и в том числе трубопроводной арматуры.

Наиболее распространенным способом производства соды является аммиачный. Система содового производства аммиачным способом представлена на рис. 1.2.6. Как видно из схемы, современное содовое производство представляет собой замкнутый цикл практически не имеющий отходов. Анализ схемы показывает, что система состоит из двух основных подсистем и нескольких вспомогательных. Основными подсистемами являются: подсистема для аммонизации солевого рассола *1* и подсистема для карбонизации аммонизированного рассола *2*. Вспомогательные подсистемы предназначены для очистки солевого рассола *3*, фильтрации суспензии *4*, дистилляции аммиака *5*, получения углекислого газа и известкового молока *6*.

Каждая подсистема представляет собой собственный технологический цикл с совершенно отличными от других условиями. Поэтому не представляется возможным в общем виде провести анализ и выработать рекомендации для всей арматуры, работающей в содовом производстве. Исходя из этого ограничимся анализом эксплуатационной ситуации в двух основных подсистемах: для аммонизации солевого рассола и карбонизации аммонизированного рассола.

Через трубопроводную арматуру в этих подсистемах проходят следующие вещества:

– солевой рассол (раствор NaCl, концентрация которого 310 г/л, $t = 12 \ldots 22$ °С);

– аммонизированный раствор после первого абсорбера (до холодильника), содержащий примерно 280 г/л NaCl и 46,9 … 51 г/л NH_3, $t = 65$ °С;

– аммонизированный рассол после второго абсорбера (до холодильника), содержащий 257 … 263 г/л NaCl и 85 … 90 г/л NH_3, $t = 65$ °С;

– аммонизированные рассолы после первого и второго холодильников с теми же составами, $t = 28 \ldots 32$ °С;

– карбонизированный рассол, содержащий около 300 г/л $NaHCO_3$, $t \leq 27$ °С.

Наиболее важным показателем с точки зрения коррозионной опасности является концентрация ионов хлора Cl в транспортируемых веществах, так как хлор агрессивен по отношению к большинству металлов и его агрессивность возрастает с увеличением температуры. Из схемы

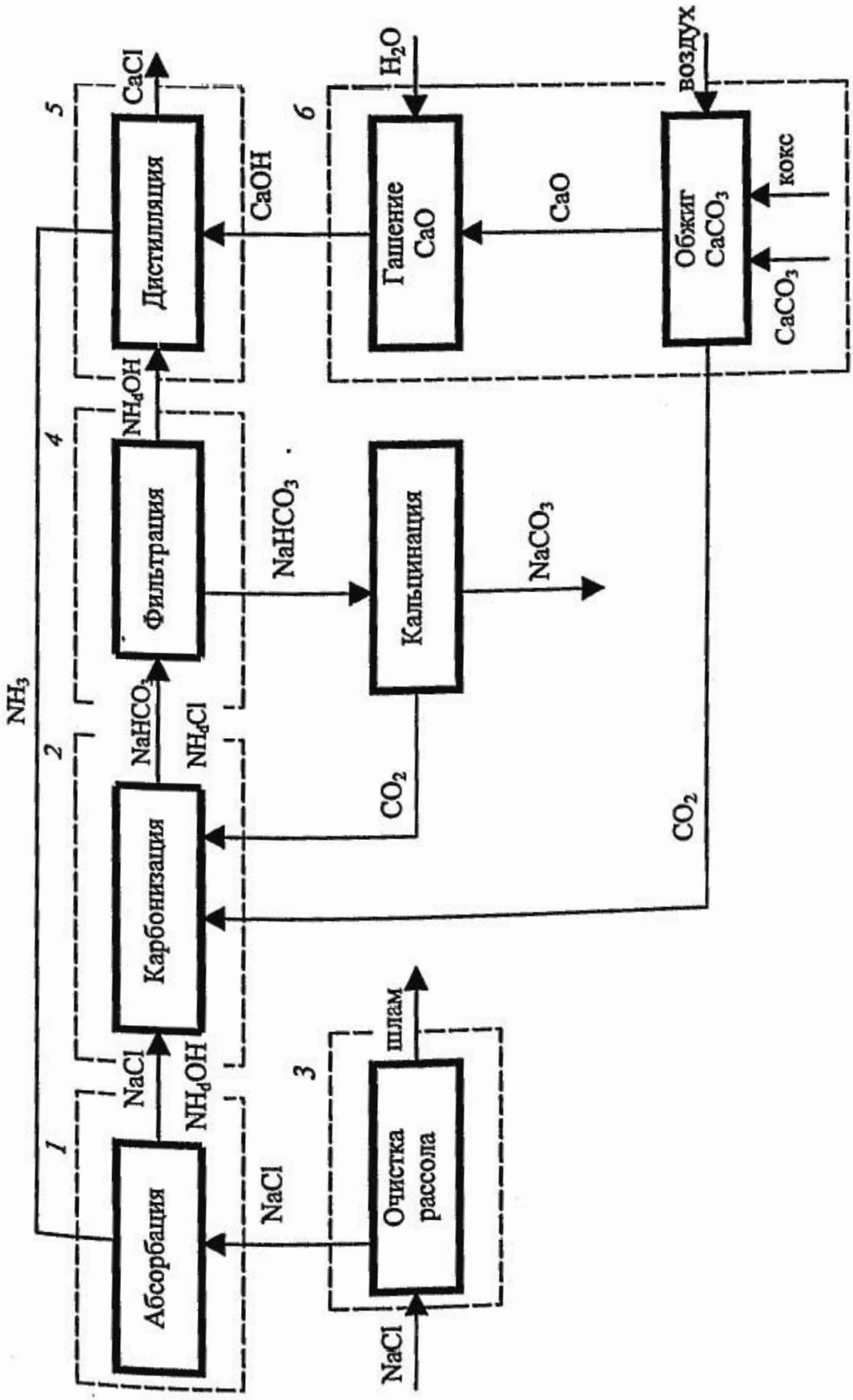


Рис. 1.2.6. Блок-схема содового производства

(см. рис. 1.2.6) видно, что в процессе производства по трубопроводам транспортируются следующие вещества: NH_4OH, NH_4Cl, NaCl.

Наиболее коррозионно активными являются среды, содержащие NaCl и NH_4Cl. Данные среды транспортируются после карбонизации, при этом после абсорбера (до холодильника) температура сред выше и участки между первым абсорбером и холодильником и вторым абсорбером и холодильником являются наиболее коррозионно опасными.

Экстремальная эксплуатационная ситуация определяет преимущественное использование управляющей, ремонтно-технологической и концевой арматуры из коррозионно-стойких сталей.

Общие рекомендации по материалам деталей арматуры содовых производств приведены в табл. 1.2.4.

Производство аммиачной селитры основано на ее получении из аммиака. Процесс протекает в две стадии: первая – окисление аммиака кислородом воздуха, вторая – окисление монооксида азота до диоксида азота и затем растворение диоксида азота в воде.

Первая стадия $3NH_3 + 5O_2 = 4NO + 6H_2O + Q$ осуществляется при температуре 700 … 800 °С в присутствии платинового катализатора. Вторая стадия выполняется при атмосферном давлении, и получается азотная кислота с концентрацией 40 … 50 %: $3NO_2 + H_2O = 2HNO_3 + NO + Q$.

Аммиачная селитра (нитрат аммония) представляет собой концентрированное азотное удобрение, содержащее около 35 % азота. Широко используется в сельском хозяйстве. Помимо этого, аммиачную селитру применяют при производстве некоторых взрывчатых веществ.

Таблица 1.2.4

Детали	Марка материала
Корпуса и крышки	СЧ18, КЧ30-6, Ст3сп, Ст3пс, 20, 25Л, 20ХН3А, 20Х13, 14Х17Н2, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, 10Х18Н9ТЛ
Шпиндели, штоки, плунжеры, золотники	Ст5пс, 35, 20ХН3А, 20Х13, 12Х17, 14Х17Н2, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т
Уплотнительные кольца	ВЗК, ЦН-2, ЦН-6, 20Х13
Пружины	60С2А, 50ХФА, 12Х18Н10Т

Аммиачную селитру получают из аммиака и азотной кислоты по реакции: $NH_3 + HNO_3 = NH_4NO_3 + Q$, которая протекает с интенсивным выделением теплоты. Используется обычно синтетический аммиак и азотная кислота. В результате нейтрализации азотной кислоты аммиаком получается раствор, содержащий около 50 % нитрата аммония. В связи с выделением теплоты при данной реакции из этого раствора испаряется вода, и получается более концентрированный – 80 %-й – раствор аммиачной селитры.

В составе технологического оборудования цехов имеются регулирующие и предохранительные клапаны, запорные клапаны и клиновые задвижки с D_y 200, 250, 300 и 500 мм.

Для агрессивных сред используется арматура из коррозионностойких сталей, титановых сплавов, чугунная мембранная арматура, футерованная фторопластом, а для некоррозионных рабочих сред – воды, водяного пара, аммиака – арматура из углеродистой стали (табл. 1.2.5).

Производство хлора. В связи с ростом потребления хлора быстро развивается хлорная промышленность, использующая большое количество арматуры. Большинство сред в хлорной промышленности обладает агрессивными свойствами, поэтому вопросы обоснованного выбора арматуры имеют важное значение, так как стоимость ремонта арматуры, предназначенной для длительного использования, и убытки от ее аварийных отказов в несколько раз превышают отпускную цену арматуры.

Таблица 1.2.5

Детали	Марка материала
Корпуса и крышки	20Х13, 14Х17Н2, 10Х18Н4Г4Л, 10Х14Г14Н4Т, 08Х22Н6Т, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, 10Х18Н9ТЛ
Шпиндели, штоки, плунжеры, золотники	14Х17Н2, 10Х14Г14Н4Т, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, Х32Н8
Уплотнительные кольца	ЦН-6, УОНИ-13/Н1-БК, ВЗК, ЦН-2
Пружины	12Х18Н10Т, Х32Н8

Производство хлора и каустической соды методом электролиза имеет следующие основные стадии: приготовление и очистка рассола; электролиз; дегазация анолита; охлаждение, осушка, очистка и перекачка газообразного хлора; очистка и осушка водорода; приготовление концентрированной серной кислоты, очистка сточных вод.

В процессе электролиза рассола получаются следующие продукты: электролитический хлор (Cl_2 ~ 96,9 %); электролитический водород (H_2 ~ 99,0 %); каустическая сода (NaOH ~ 42 %).

Хлор токсичен, так как вызывает сильное раздражение верхних дыхательных путей, водород горюч и взрывоопасен. Каустическая сода (гидроксид натрия или едкий натр) ядовита, плохо растворяется в воде, но с повышением температуры растворимость повышается.

При ртутном методе получения каустической соды используется ртуть для растворения натрия, выделившегося на ртутном катоде, а для осушки хлора – серная кислота (98,0 ... 76,0 %). Помимо указанных выше в технологическом процессе участвуют и другие вещества (рассол, амальгама и др.). Таким образом, в производстве хлора применяются вещества с различными, часто коррозионными свойствами. Эти вещества могут быть в газообразном, жидком или твердом состоянии (кристаллы), а также в виде суспензии или образовывать шламы.

Рекомендуемые материалы основных деталей арматуры для производства хлора даны в табл. 1.2.6, а для каустической соды – в табл. 1.2.7.

Подробнее эксплуатационные ситуации по химическим производствам рассмотрены в справочнике [12], энергетическим установкам – в [9, 14].

Типизация эксплуатационных ситуаций по общепромышленной арматуре. ***В системах автоматического регулирования*** исполнительными устройствами выступают регулирующие клапаны и заслонки.

Исполнительные устройства состоят из двух основных функциональных блоков: регулирующего органа – собственно клапана или заслонки (исполнительного органа), непосредственно воздействующего на процесс путем изменения пропускной способности; исполнительного механизма (привода), предназначенного для управления исполнительным органом в соответствии с командной информацией, получаемой от автоматического регулятора или от прибора дистанционного управления.

От свойств функциональных блоков, составляющих исполнительное устройство, как и от каждого звена, входящего в контур регулирования, зависит устойчивость и качество процесса.

Таблица 1.2.6

Условия эксплуатации		Марки материалов для			
Рабочая среда	$t_р$, °С	корпусов, крышек	золотников, дисков	шпинделей, штоков	уплотнений
Рассол (305 ... 315 г/л NaCl в воде)	До 80	ТЛВ1, ТЛ3	ВТ1-0, ТЛ3, ТЛВ1	ВТ1-0	Фторопласт-4
Анолит хлорсодержащий (260 ... 280 г/л NaCl)	До 80	ВТ1-0, ОТ-4	ОТ-4	ОТ-4	Фторопласт-4
Газообразный хлор влажный (влажность 0,30 ... 0,57 %)	До 90	ТЛВ1, ТЛ3, ВТ1-0, ОТ-4	ТЛВ1, ТЛ3, ВТ1-0, ОТ-4	ВТ1-0, ОТ-4	–
Газообразный хлор сухой (97 % Cl_2)	–40, +50	Ст3сп с химическим никелированием	Ст3сп с химическим никелированием	Монель–металл	Паронит
Каустическая сода и электролитическая щелочь (пульпа раствора поваренной соли 120 ... 150 г/л)	До 140	08Х18Н10Т	08Х18Н10Т	–	Фторопласт-4
Соковый пар (100 ... 120 г/л NaCl)	От 75 до 143	10Х17Н13М2Т	10Х17Н13М2Т	10Х17Н13М2Т	–
Известковое молоко 30 %	–	08Х18Н10Т	08Х18Н10Т	08Х18Н10Т	–
Серная кислота 75 ... 98 %	До 20	Ст3сп	Ст3сп	Ст3сп	–
Серная кислота 75 ... 98 %	До 90	06ХН28МДТ	06ХН28МДТ	06ХН28МДТ	–
Соляная кислота 10 ... 31 %	До кипения	Неметаллическая и футерованная арматура			

Таблица 1.2.7

Условия эксплуатации			Марки материалов			
Рабочая среда	$t_р$, °С	$p_р$, МПа	корпусов, крышек	золотников, дисков	шпинделей, штоков	уплотнений
Рассол поваренной соли (305 … 315 г/л)	90	От 0,25 до 0,4	ВТ1-0, ОТ-4, ВТ1Л, ТЛВ1	ВТ1-0, ОТ-4	ВТ1-0, ОТ-4	Сплав титана
Рассол, подкисленный (HCl 20 … 80 мг/л)	80	0,2	ТЛВ2, ВТ5Л, ТЛ3, ТЛ5			
Щелочь электролитическая (610 … 680 г/л)	143	0,3	12Х18Н9ТЛ, 12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т	12Х18Н9ТЛ, 12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т	08Х22Н6Т, 12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т	УОНИ 13/Н1-БК
Серная кислота (76 … 98 %)	20	От 0,25 до 0,3	Чугун, футерованный фторопластом, 06ХН28МДТ, 5Х20Н25М3Д2ТЛ	06ХН28МДТ, 5Х20Н25М3Д2ТЛ	06ХН28МДТ	06Х20Н10М3Д3С4Л
Соляная кислота 31 %	18	От 3,0 до 3,5	Чугун, футерованный фторопластом, Н70МФ	Н70МФ	Н70МФ	

Продолжение табл. 1.2.7

Условия эксплуатации			Марки материалов			
Рабочая среда	$t_р$, °С	$p_р$, МПа	корпусов, крышек	золотников, дисков	шпинделей, штоков	уплотнений
Греющий пар	180	0,6	20, 25Л, Ст3сп, Ст3пс, Ст5сп, Ст5пс	20, 25Л, Ст3сп, Ст3пс, Ст5сп, Ст5пс	Ст5сп, 35, 20Х13, 14Х17Н2	Типа 20Х13
Раствор каустической соды 20 %	100	0,5	12Х18Н9ТЛ, 12Х18Н9Т	12Х18Н9ТЛ, 12Х18Н9Т	08Х22Н6Т, 12Х18Н9Т	УОНИ 13/Н1-БК
Каустическая сода не менее 42 % (120 г/л)	От 80 до 90	От 0,5 до 1,0	08Х18Н10Т	08Х18Н10Т	08Х18Н10Т	
Соковый пар, содержащий до 100 мг/л поваренной соли	От 100 до 140	0,45	12Х18Н12М3ТЛ, 10Х17Н13М3Т	12Х18Н12М3ТЛ, 10Х17Н13М3Т	10Х17Н13 М3Т	ЦН-12М, ЦН-12Л
Пульпа раствора поваренной соли с содержанием твердой фазы до 50 %	90	4	ВТ1-0, ОТ-4, ВТ1Л, ТЛВ1, ТЛВ2, ВТ5Л, ТЛ3, ТЛ5	ВТ1-0, ОТ-4	ВТ1-0, ОТ-4	Сплав титана

Исполнительные устройства устанавливают непосредственно на трубопроводах (как технологических, так и магистральных), сосудах и различных аппаратах. Они регулируют или поддерживают в заданных пределах параметры среды (давление, температуру, расход, уровень), непосредственно или косвенно влияющие на изменение расхода среды через исполнительное устройство. По сигналу, полученному от автоматического регулятора или с панели дистанционного управления, исполнительное устройство изменяет поток энергии или материи, поступающей в объект регулирования или выходящий из него, и тем самым уменьшает возникшее рассогласование, приближая регулируемую величину к заданному значению.

Место исполнительного устройства в системе автоматического регулирования показано на рис. 1.2.7. Наиболее типичное исполнительное устройство – двухседельный сальниковый регулирующий клапан с мембранным пневмоприводом.

Основной недостаток большинства исполнительных устройств – трудность получения герметичности в закрытом положении, что приводит к необходимости установки обводного трубопровода (так называемого байпаса) параллельно исполнительному устройству. Схема установки регулирующего клапана на обводном трубопроводе приведена на рис. 1.2.8. В месте установки клапана трубопровод разветвляется на два параллельных участка. На одном участке установлен регулирующий клапан *1*, на другом – регулирующий клапан *2*. Последовательно с регулирующим клапаном (до и после него) устанавливают запорные клапаны (или задвижки) *3* и *4*. Обводная линия используется для надежного перекрытия потока или, в случае ремонта клапана, как запасная для направления потока через регулирующий клапан.



Рис. 1.2.7. Структурная схема системы автоматического регулирования

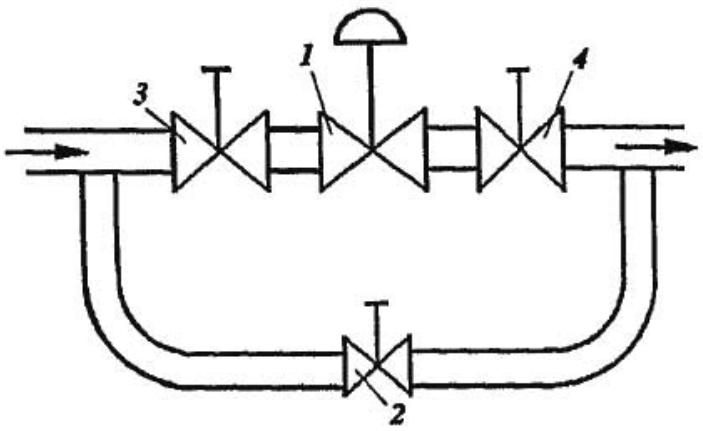


Рис. 1.2.8. Схема установки клапана на обводном трубопроводе

В предохранительных системах аппаратов (сосудов) для их защиты от разрушения вследствие чрезмерного повышения давления наряду с предохранительными клапанами могут быть использованы разрывные предохранительные мембраны.

Разрывные предохранительные мембраны можно также применять в паре с предохранительными клапанами. При этом мембрана может быть установлена последовательно (рис. 1.2.9, *а*) или параллельно (1.2.9, *б*) с предохранительным клапаном. При последовательной установке мембрана защищает предохранительный клапан от воздействия коррозионной или коксующейся среды. Она рассчитывается на давление, одинаковое с давлением открытия клапана. При такой установке разрывная предохранительная мембрана и предохранительный клапан срабатывают одновременно.

При параллельной установке мембрана является дублером предохранительного клапана. Она рассчитывается на давление выше, чем давление открывания предохранительного клапана, т.е. ее срабатывание происходит в случае отказа предохранительного клапана или при неспособности последнего выбросить достаточное для предотвращения повышения давления количество среды.

Серьезным недостатком разрывных предохранительных мембран является то, что они допускают лишь однократное применение и после срабатывания оставляют открытым отверстие в защищаемом сосуде или аппарате.

Таким образом, давление среды из сосуда будет полностью сброшено, а установку необходимо остановить для смены разорвавшейся мем-

браны. Для частичного устранения этого недостатка можно рекомендовать установку двух разрывных предохранительных мембран, соединенных между собой трехходовым краном (рис. 1.2.9, *в*). При срабатывании одной мембраны ее можно отключить от сосуда и заменить новой; во время замены безопасность сосуда обеспечивает вторая мембрана.

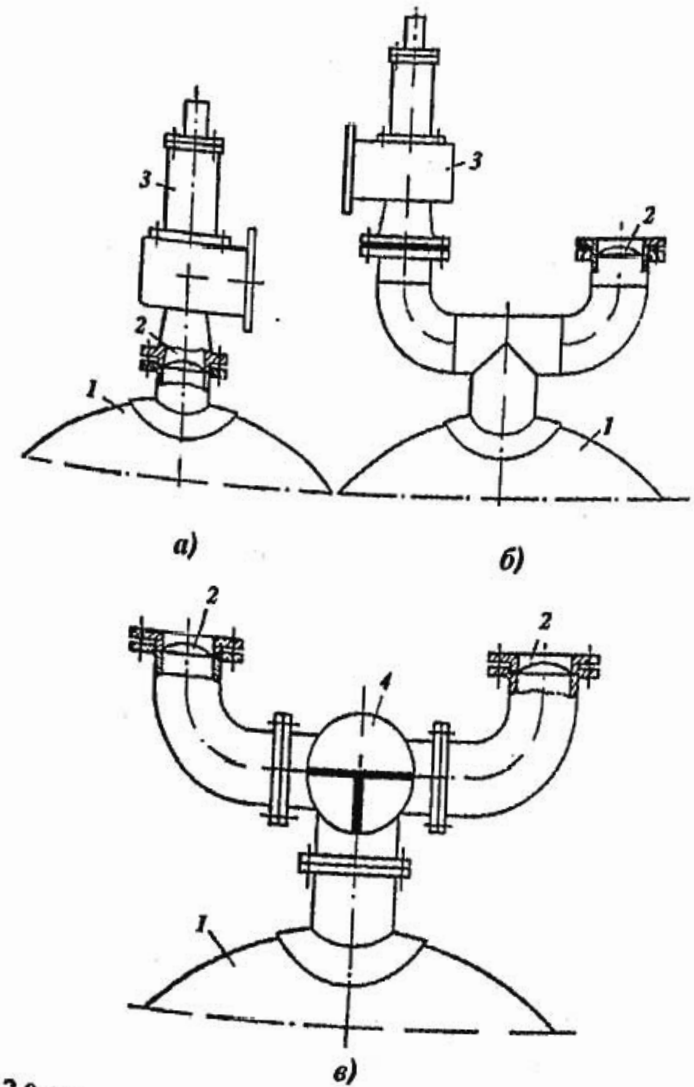


Рис. 1.2.9. Типовые схемы установки на защищенном аппарате предохранительной арматуры:
а – последовательная; *б* – параллельная; *в* – двойная с краном;
1 – защищаемый аппарат; *2* – разрывная предохранительная мембрана;
3 – предохранительный клапан; *4* – трехходовой кран

Технический уровень специальной и общепромышленной арматуры отражает состояние ее качества. Для запорной, защитной и предохранительной арматуры технико-экономический уровень целесообразно характеризовать степенью совершенства конструкций:

- по герметичности затворов;
- по показателям надежности арматуры;
- по показателям безопасности арматуры;
- по показателям экономичности арматуры.

Номенклатура показателей оценки определена по результатам анализа функций связи показателей работоспособности и экономичности установок с показателями качества трубопроводной арматуры.

Герметичность затворов запорной арматуры регламентирована ГОСТ 9544-93. Стандарт устанавливает требования к герметичности затворов общепромышленной арматуры при приемно-сдаточных испытаниях на заводах-изготовителях и при ее восстановлении на ремонтных предприятиях. В настоящее время идет переработка действующего стандарта.

Надежность запорной арматуры, как свойство выполнять заданные функции, сохраняя герметичность затвора в заданном пределе в течение требуемого промежутка времени или наработки в циклах, нормируется по показателям безотказности и долговечности для конкретных типов и исполнений арматуры техническими регламентами, государственными стандартами.

Для специальной клапанной арматуры и арматуры остальных типов в коррозионно-стойком исполнении значения показателей безотказности: средняя наработка на отказ T_o, вероятность безотказной работы в течение назначенного ресурса $P(t)$, а также долговечности: полный назначенный срок службы $T_{сл.н.п}$, полный гамма-процентный ресурс $T_{р.\gamma\ п}$, полный средний ресурс $T_{р.ср.р}$ систематизированы и сведены в табл. 1.2.8.

Рекомендации по допустимому изменению утечки испытательной среды при циклической наработке затворов распространяются только на клапанную запорную арматуру с металлическими герметизаторами в затворе D_y 3 … 400 мм при p_y = 0,1 … 20,0 МПа и работающую при температуре $t \leq 500$ °С. Изменение исходной утечки в зависимости от количества циклов работы обусловлено приращениями утечек в связи с: температурным фактором, фактором гидроабразивного изнашивания герметизаторов механическими частицами размером до 40 мкм, а также масштабным фактором – диаметром условного прохода и гидродинамическим фактором – давлением испытательной среды.

Таблица 1.2.8

Тип арматуры	Нормы показателей надежности затвора по				
	безотказности		долговечности		
	$P(t)$	T_{o}, циклы	$T_{сл.н.п}$, лет	$T_{р.у\ п}$, циклы	$T_{р\ ср.р}$, циклы
Клапаны	0,9 ... 0,95	300 ... 1800	1 ... 5	200 ... 600	1250 ... 5500
Краны		250 ... 400	1 ... 3	300 ... 500	1000 ... 1800
Задвижки		450 ... 500	5 ... 10	350 ... 600	1500 ... 2000

Рассчитать допустимую утечку испытательной среды при i-м цикле наработки затвора арматуры $[Q_i]$ можно по формуле

$$[Q_i] = \sqrt[3]{[Q]} + \sqrt[3]{\left(k_i^m - 1\right)[Q]} + \sqrt[3]{Q_{га}},$$

где $[Q]$ – норма герметичности затвора; k_i – коэффициент герметичности, учитывающий конструктивное исполнение затвора (плоский, ножевой, конический), число циклов наработки, а также D_y и p_y арматуры; m – коэффициент, учитывающий температуру среды; $Q_{га}$ – приращение утечки в результате гидроабразивного изнашивания герметизаторов затвора.

Сравнительный анализ нормативного уровня изменения герметичности затворов клапанной арматуры при циклической наработке на нейтральных испытательных средах провести невозможно, так как подобных стандартов в странах, производящих арматуру не выявлено. Вместе с тем средний ресурс запорной клапанной арматуры для агрессивных сред до списания лишь на 20 % выше, чем для остальной арматуры. Для конструктивных исполнений затвора (см. табл. 1.2.8) средний ресурс до списания клапанной арматуры изменяется в широком диапазоне: от 5500 циклов для плоских (стыковых) до 1250 циклов для ножевых затворов, что в 2 и более раз меньше, чем у арматуры производства США, Германии и Японии.

В настоящее время осуществляется переработка руководящего документа "Основные правила оценки остаточного ресурса и продления назначенных показателей трубопроводной арматуры химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств" [29]. В новой редакции учтены современные требования к проведению экспертизы безо-

пасности технических устройств для опасных производственных объектов, вытекающие из Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов", Общих правил взрывобезопасности для взрывоопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств и Методических указаний по определению остаточного ресурса потенциально опасных объектов поднадзорных Госгортехнадзору России.

В то же время, эффективность создания арматуры сдерживается рядом негативных факторов, в том числе:

а) отсутствием Общих технических требований к промышленной трубопроводной арматуре, оговаривающих специфические требования к надежности, безопасности и показателям назначения как для целевой арматуры в целом, так и для отдельных ее узлов;

б) необходимостью серьезной переработки разделов, относящихся к арматуре в действующих нормативных документах Госгортехнадзора. В первую очередь это относится к Правилам устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов, особенно в части номенклатуры типов и видов арматуры, рекомендуемой к применению на потенциально опасных объектах, порядка выбора арматуры, а также требований к ее герметичности, безопасности, надежности.

При поставках зарубежной арматуры, как правило, не оговаривают в технической документации безусловно необходимые характеристики безопасности и надежности, назначенные показатели арматуры. Как следствие, в процессе проводящихся в настоящее время тендеров на приобретение арматуры отсутствуют объективные критерии, характеризующие безопасность, надежность арматуры, что не позволяет предъявить соответствующие требования к участникам тендера.

В настоящее время в соответствии с Федеральным законом "О промышленной безопасности" разработаны и широко используются в процессе декларирования опасных производственных объектов методы вероятностного анализа и оценки безопасности. Проводимый на этапе технического проектирования предприятий или отдельных установок и систем анализ их безопасности содержит перечень исходных событий, анализ возможных путей развития аварии, описание работы систем и сооружений, связанных с течением аварии, и собственно анализ аварии. Аналогичный подход должен применяться и при оценке безопасности установок и систем, находящихся в эксплуатации, при решении вопроса о возможности продления сроков их дальнейшей эксплуатации, разработке программ повышения надежности и безопасности эксплуатируемого оборудования.

В основе анализа безопасности лежит исследование заданного набора вероятных аварийных нарушений в работе оборудования. Объективность и достоверность анализа безопасности установок и систем во многом зависят от объективности и достоверности оценки безопасности их элементов.

Арматура является одним из основных технических устройств, формирующих безопасность установок и систем химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств. Это связано с большим ее количеством в системах (на одном производстве может применяется более 20 000 единиц арматуры), сравнительной сложностью и ее определяющим значением в обеспечении режимов нормальной эксплуатации и в аварийных условиях. Арматура может сама по себе являться источником опасности для обслуживающего персонала. В то же время отказы арматуры бывают исходными событиями, приводящими к нарушению условий безопасной эксплуатации, а неправильное ее функционирование может усугубить протекание аварийного процесса.

Разработаны нормативно-технические документы, направленные на обеспечение безопасного функционирования арматуры в потенциально опасных системах, поднадзорных Госгортехнадзору России, в том числе:

– Арматура трубопроводная. Порядок изложения требований безопасности в нормативно-технической документации;

– Система качества. Безопасность трубопроводной арматуры. Критерии и номенклатура показателей опасности трубопроводной арматуры.

Стандарты определяют количественную оценку рисков при эксплуатации арматуры и разработку мероприятий, обеспечивающих требуемую безопасность арматуры в системе. Они являются основой при разработке технических регламентов на арматуру.

Задачей стандартов является оценка безопасности арматуры в потенциально опасных системах на основе расчетов всех видов риска с разработкой предложений:

– по нормативным значениям рисков арматуры, обеспечивающим необходимую безопасность систем;

– по доработке арматуры до нормативных значений рисков;

– по корректировке технической документации, инструкций по эксплуатации арматуры, ТУ и других документов, регламентирующих действия обслуживающего персонала для обеспечения требуемого уровня безопасности арматуры при ее эксплуатации.

Экономичность арматуры принято оценивать по трудоемкости, материалоемкости и энергоемкости. В качестве критериев оценки эконо-

мичности примем: себестоимость изготовления герметизаторов, отнесенную к среднему ресурсу до списания арматуры; массовые и габаритные характеристики арматуры; значение управляющей силы герметизации, создаваемой приводом арматуры в затворе.

Анализ экономичности проведен для специальной клапанной запорной арматуры в коррозионно-стойком исполнении.

Технико-экономические исследования клапанной запорной арматуры с герметизаторами из коррозионно-стойких сталей и сплавов (табл. 1.2.9) показали, что при наивысшей относительной себестоимости изготовления затворов с плоскими герметизаторами (принималась за 100 %), их себестоимость, отнесенная к единичному циклу, наименьшая (в 2,5 раза меньше по сравнению с ножевыми затворами). Вместе с тем арматура с плоским затвором, как правило, выполняет основные функции по управлению потоком транспортируемой рабочей среды, а арматура с ножевым затвором – вспомогательные (обеспечение герметичности при ремонте элемента установки и др.). Отсюда явное несоответствие по себестоимости и долговечности арматуры.

По массе и строительной длине (рис. 1.2.10) отечественная клапанная арматура соответствует лучшим образцам зарубежной, а для остальной (особенно по задвижкам) превышает показатели арматуры производства Франции, США на 25 … 100 %.

Значение управляющей силы герметизации в затворе запорной арматуры устанавливается руководящими материалами. Количественной мерой при расчете управляющей силы служит давление герметизации, значение которого устанавливается в зависимости от материала, конст-

Таблица 1.2.9

Тип соединения в затворе	Показатели		
	надежности $T_{р.ср.р}$, циклов	экономичности, %	технического уровня
Плоское (стыковое)	5500	100	1,8
Коническое	3500	81	2,3
Сфероконическое	2500	75	3,0
Ножевое	1250	63	4,5

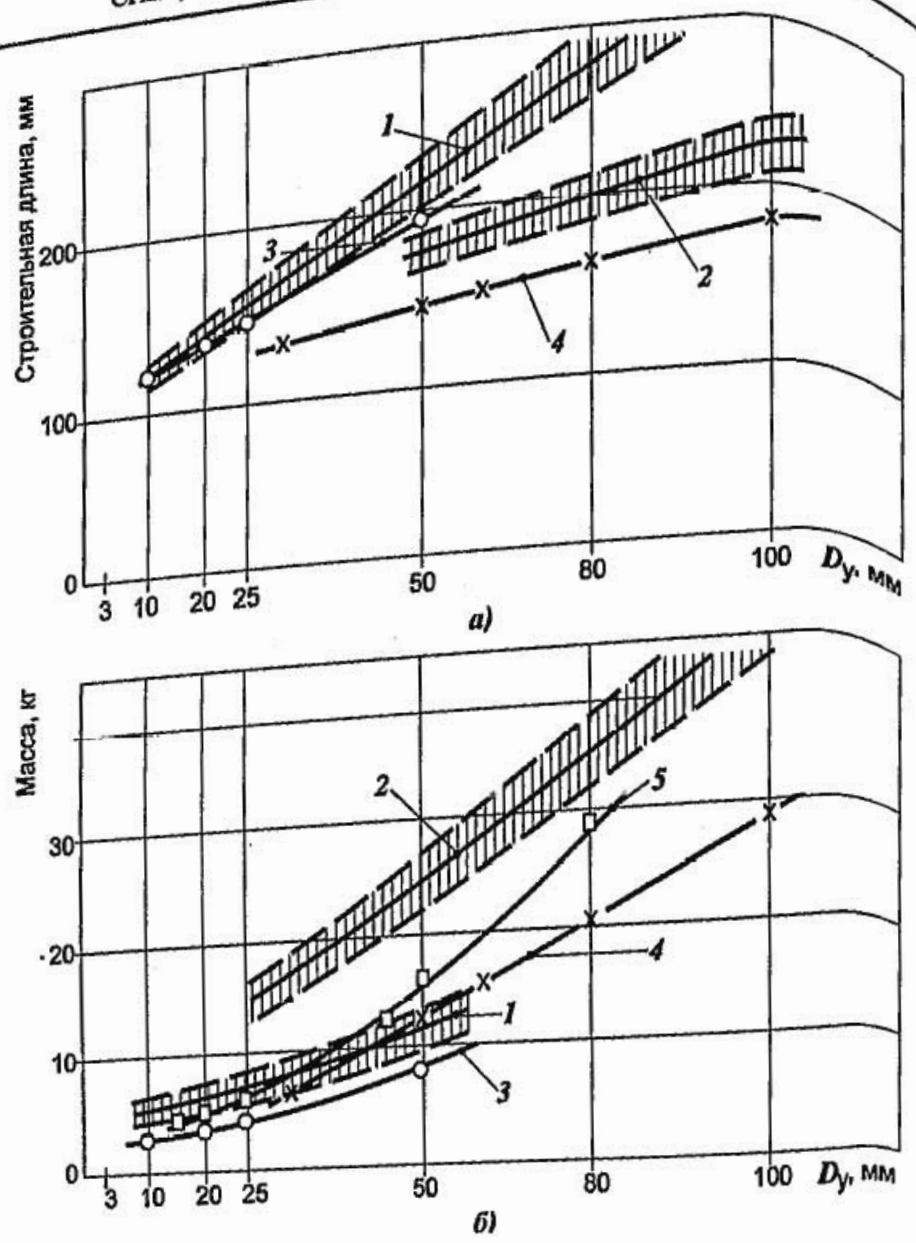


Рис. 1.2.10. Габаритные (*а*) и массовые (*б*) характеристики отечественной и зарубежной арматуры при $p_y \le 20$ МПа:

1, *2* – соответственно клапаны и задвижки (Россия); *3*, *4* – соответственно клапаны и задвижки "Gahot" (Франция); *5* – клапаны "Armylor" (Франция)

руктивного исполнения, вида и условного давления рабочей среды. Руководящие материалы распространяются на клапанную арматуру D_y 3 … 400 мм с металлическими, полимерными и эластомерными герметизаторами. Основные расчетные формулы в общем виде представлены в табл. 1.2.10.

Таблица 1.2.10

Тип соединения в затворе	Расчетные зависимости для определения	
	контактного давления герметизации $q_г$	силы герметизации $P_г$
Плоское	$m\frac{c+10k\,p_y}{\sqrt{0{,}1b}}\cdot 10^{-2}$	$Sq_г$
Коническое		$Sn_a q_г$
Сфероконическое	$mq_{г1}\cdot 10^{-2}$	$Lq_г$
Ножевое	$mq_{г2}\cdot 10^{-2}$	$Ln_a q_г$

Условные обозначения: $m = 1 \ldots 2$; $c = 4 \ldots 3{,}5$; $k = 0{,}6 \ldots 1{,}0$; b – ширина уплотнения; n_a – конструктивный коэффициент; S – площадь уплотнения; $q_{г1} = 0{,}5 \ldots 3$; $q_{г2} = 1{,}2 \ldots 4$; L – периметр уплотнения.

Сравнительный анализ давлений герметизации, рассчитанных для $p_y = 10{,}0$ МПа, показывает, что их значения для отечественной клапанной арматуры на 20 … 90 % выше по сравнению с образцами зарубежной арматуры, что существенно отражается на показателях надежности и экономичности. Учитывая это, вопросы регламентации управляющей силы герметизации остаются актуальными как для арматуры, так и для прочноплотных соединений вообще.

В целом анализ нормативного уровня показателей назначения, надежности и экономичности арматуры установок позволяет констатировать, что наш уровень технических требований к арматуре по герметичности новых изделий превышает мировой. Но по габаритно-массовым характеристикам, показателям надежности затворов, трудоемкости их изготовления, энергоемкости при эксплуатации уровень отечественной арматуры ниже, чем мировой, что в конечном итоге существенно снижает значения показателей работоспособности и экономичности установок по арматуре.

При формировании технического уровня арматуры реализуются два основных системных направления.

1. Достижение качества арматуры путем установления, регламентации и обеспечения контактного давления герметизации в затворе с учетом параметров и фактической точности герметизаторов.

2. Достижение качества арматуры путем установления, нормирования и обеспечения структурных и геометрических параметров герметизаторов, а также других соподчиненных деталей арматуры с учетом регламентированного контактного давления герметизации.

Первое направление в России и за рубежом начало развиваться в 50-х годах прошлого столетия. С позиций научного познания для него характерно параметрическое описание, являющееся исходной формой системного анализа. Эта форма представляет собой тот уровень исследования затворов, который базируется в основном на эмпирических наблюдениях, а также описании отдельных свойств, признаков и отношений объекта.

Работы в данном направлении связывались с решением целого ряда задач, обобщенную математическую модель которых с позиций обеспечения качества затворов можно представить в следующем виде:

$$Q = f(q_г); \quad Q \le [Q], \tag{1.2.1}$$

где Q – утечка рабочей среды; $[Q]$ – допустимая утечка рабочей среды; $q_г$ – контактное давление герметизации в затворе.

Как следует из (1.2.1), контактное давление герметизации принято за определяющий параметр обеспечения допустимой утечки в затворе. Под $q_г$ понимается расчетное контактное давление на герметизирующих поверхностях, обеспечивающее герметизацию затвора при данном рабочем давлении $p_р$. При этом контактное давление герметизации определяется сосредоточенной силой $F_г$ и распределенной нагрузкой $q_р$, отнесенными к номинальной площади $S_н$ контакта тарелки клапана с седлом.

В табл. 1.2.11 в систематизированном виде представлены зависимости для расчета $q_г$ номинально поверхностных затворов с металлическими герметизаторами, анализ которых показывает, что они основываются на учете в неявном или явном виде эксплуатационных параметров (давления, температуры, свойств рабочей среды), конструктивных параметров (характеризующих геометрию герметизаторов или соединения в целом) и структурных параметров материалов герметизаторов. Точность геометрических параметров учитывается в форме коэффициентов или комплексов, а чаще констатируется на уровне фактической.

Для принятого параметрического описания процесса обеспечения качества затворов характерны формальные допущения.

Во-первых, уже по определению значение контактного давления герметизации является условным, не учитывающим дискретность контакта, уменьшение площади контакта под воздействием приложенных

Таблица 1.2.11

Расчетная (графическая) зависимость	Основные недостатки зависимости	Автор информации
$q_г = \frac{0,5}{l} q_{г0,5}$, $l \le 0,5$ мм; $q_г = \frac{1}{\sqrt{0,5/l}} q_{г0,5}$, $l \ge 0,5$ мм, где $q_{г0,5}$ – давление герметизации при ширине уплотнения $l = 0,5$ мм	Не учитываются физико-механические свойства среды, параметры материала и геометрические параметры, допустимая утечка	Д.Ф. Гуревич
$q_г = a + bp_р \sqrt{\frac{5}{l}}$; где a и b – опытные коэффициенты		П.И. Киселев
$q_г = m \frac{n + p_р}{(0,1l)^t}$; $q_г = (a + cp_р + mp_р^2 - np_р^3) K_q$, где m, n, a, c, K_q – опытные коэффициенты; t – опытный показатель степени	Не учитываются параметры материала, допустимая утечка	Д.Ф. Гуревич
$q_г = r \left(\frac{p_р}{[Q]} \frac{\gamma_{ср}}{\eta_{ср} l} \right)$; где r – радиус уплотнения; $\gamma_{ср}$, $\eta_{ср}$ – показатели вязкости среды	Не учитываются параметры материала и геометрические параметры	А.А. Захаров
$q_Г = f([Q], \eta_{ср}, p_р, \Delta)$; где Δ – приведенная шероховатость уплотнения	Графическое нахождение контактного давления герметизации не учитывает низкочастотные составляющие спектра неровностей герметизаторов	Д.Ф. Гуревич

сосредоточенных нагрузок, технологических и конструкторско-эксплуатационных погрешностей герметизаторов и приводящей к появлению неразгруженной площади тарелки S, на которую воздействует давление среды, тогда:

– при давлении среды под тарелку клапана

$$P \geq p_{\text{р}} S + q_{\text{г}} S_{\text{н}};$$

– при давлении среды на тарелку клапана

$$P + p_{\text{р}} S \geq q_{\text{г}} S_{\text{н}}.$$

Из данных выражений следует, что управляющая сосредоточенная сила P больше той, которая необходима для создания минимального контактного давления $q_{\text{г min}}$. Следовательно, наряду с $q_{\text{г min}}$, должна учитываться и нормироваться верхняя граница контактного давления герметизации – $q_{\text{г max}}$. При установлении или выборе $q_{\text{г}}$ основным критерием должен являться ресурс, значение которого не может быть определено без учета конкретной эксплуатационной ситуации, в частности, анализа ситуации по циклической наработке затвора.

Во-вторых, ограничение в обобщенной математической модели (1.2.1) вида $Q \leq [Q]$ также является условным, так как в разработках под ним понималась "нулевая" утечка или формально принятое значение. Так и в ГОСТ 9544-93 для класса А утечки воды и воздуха не допускаются, а средства ее измерения не оговорены, что приводит к необоснованному увеличению требований к герметичности затворов новых или восстановленных изделий и особенно, испытуемых воздухом. Вместе с тем и понятие "нулевой" утечки, присутствующее в ГОСТ 9544-93, характеризует порог чувствительности средства ее обнаружения и таким образом выполнение условия $Q = [Q] = 0$ в каждом конкретном случае зависит от метода и средства измерения утечки в затворе.

В-третьих, точность параметров опытных, опытно-промышленных или промышленных образцов затворов при установлении $q_{\text{г}}$ если и аттестовывалась, то в основном по уровню шероховатости герметизаторов. Этим объясняется разработка формальных рекомендаций, направленных на ужесточение требований к данному параметру, обусловило низкую работоспособность затвора по герметичности в результате схватывания и задиров герметизаторов. Таким образом и точность параметров выступала условной величиной, пусть не установленной, но принятой при разработке технологий формообразования герметизаторов затворов.

В целом работы в данном направлении явились основой силового расчета параметров герметизаторов затворов, выбора мощностных характеристик приводов арматуры. Исследования и установление контактного давления герметизации также послужили предпосылкой к развитию второго направления системного обеспечения качества затворов.

Второе направление исследований в нашей стране начало активно развиваться в 70-х годах. Для данного направления характерно структурное описание затворов, реализуемое после определения параметров. Эта форма познания предусматривает переход к определению поэлементного строения арматуры. Основная задача данного направления – установление взаимосвязи свойств, признаков и отношений, выявленных при параметрическом описании затворов.

Для работ данного направления, базирующихся на структурном описании функций затворов, характерна обобщенная математическая модель вида

$$\left.\begin{aligned} Q &= f(F_{гд}, F_{гс}); \\ Q &\le [Q], \end{aligned}\right\} \qquad (1.2.2)$$

где $F_{гд}$ – комплекс эксплуатационных (гидродинамических) параметров рабочей среды; $F_{гс}$ – комплекс силовых, структурных и геометрических параметров герметизаторов затворов и других деталей.

Научной предпосылкой исследований в данном направлении явились работы по контактному взаимодействию, трению и изнашиванию материалов. При установленной по $q_г$ управляющей сосредоточенной силе $F_г$ изучались распределение контактного давления по периметру и ширине герметизатора, характер контакта и сближение герметизаторов для щелевых, капиллярных, фильтрационных моделей межконтактного пространства, его изменения в результате механического изнашивания герметизаторов.

В общем виде для зависимостей (1.2.2) для номинально поверхностных затворов с металлическими герметизаторами характерен учет в явном виде эксплуатационных параметров среды, структурных параметров материалов и геометрических параметров (шероховатость, волнистость) герметизаторов.

В работах 80-х годов предприняты попытки установления номинальных значений параметров точности на основе оптимизационных рас-

четов, а также оценки и регламентации безотказности затворов клапанной арматуры для нейтральных сред.

Для данного направления обеспечения качества затворов общепромышленной арматуры, когда эксплуатационная ситуация четко не определена, характерны некоторые условности.

Во-первых, базовая и рабочие математические модели не определяют область нормального функционирования арматуры, рассматриваются вне связи с другими элементами, обслуживаемыми арматурой. А это приводило к тому, что нормы по ГОСТ 9544 принимаются за предельное значение утечки при эксплуатации затвора, тогда как стандарт распространяется на новые или восстанавливаемые изделия, т.е. определяет значение утечки при времени эксплуатации, равном нулю. Такой подход при оптимизации приводил к формальному увеличению ресурса затвора вне связи с эксплуатационной ситуацией и обеспечением требуемого качества затворов.

Во-вторых, параметры, входящие в формулы для расчета утечки среды через затвор, должны рассматриваться как случайные величины. Соответственно расчеты должны проводиться в вероятностном плане, так как утечка есть результат расхода рабочей среды через межконтактное пространство, параметры которого имеют рассеяние и изменяются во времени. Параметры межконтактного пространства получаются как результат близких величин и имеют, так же как и ресурсы, особенно большое рассеяние. При этом рассеяние утечки должно учитываться и при установлении области нормального функционирования затвора.

В-третьих, рассмотрение параметров материала и геометрических параметров в детерминированной постановке приводит к ужесточению допусков на них в среднем в 3–5 раз, что обусловливает необоснованный рост трудовых и материальных затрат в сфере производства и ремонта арматуры без гарантии обеспечения ее качества. Результаты исследований, базирующиеся на реализации теорий контактирования волнисто-шероховатых поверхностей, трения и изнашивания, стали основой уточненных расчетов параметров герметизаторов и оптимизации их точности применительно к общепромышленной арматуре.

Как результат, нормирование показателей и параметров обеспечения качества арматуры осуществлялось применительно к затворам, работающим на нейтральных по агрессивности средах, а по их опасности и требованиям к точности в нормативной документации носят рекомендательный характер.

1.3. СИСТЕМНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К АРМАТУРЕ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Направление системного исследования арматуры базируется на функционально-параметрическом описании арматуры, специфика которого состоит в том, что функции арматуры или ее составных частей задаются на основании характеристик всего объекта, которым являются сложные системы – установки. Специфика разрабатываемого направления заключена также и в новой ориентации всего хода исследования и характеризуется функциями цели, подчиненными построению целостной картины (охвату жизненного цикла) исследуемого объекта на основе его синтеза и анализа.

Методология системного исследования арматуры целевого назначения базируется на следующих принципах.

1. Функциональной подчиненности арматуры. Исследование системы, в качестве которой выступает сама целевая арматура, неотделимо от исследования условий ее функционирования в сложной системе–установке.

2. Целесообразности функционирования арматуры. Исследование функциональных характеристик (показателей качества, параметров) реализуется во взаимосвязи с целесообразностью функционирования исследуемой системы.

3. Иерархичности строения арматуры. Исследуемая система имеет иерархическое строение и представляет собой объект, обладающий одновременно разными функциями, структурой, параметрами.

4. Значимости составных частей арматуры. Исследуемая система по специфике не исчерпывается особенностями составных частей, а определяется характером взаимосвязей между отдельными частями (сборочными единицами, деталями, поверхностями). Исследование отдельных составных частей не имеет самостоятельного значения без учета их значимости и роли во всей исследуемой системе.

5. Стадийности при количественной оценке альтернатив. Рассмотрение составных частей неотделимо от количественной оценки альтернатив при решении многовариантных задач в процессе установления требований, создания, эксплуатации и ремонта системы.

Принцип функциональной подчиненности характеризует механизм функционирования арматуры с учетом ее связей, которые разделены на две категории: внешние, при которых взаимодействуют целевая арматура и установка, и внутренние, при которых имеет место взаимодействие составных частей. Оценка взаимосвязи показателей работоспособности и

экономичности установок и показателей качества арматуры является предпосылкой к типизации эксплуатационных ситуаций и нормированию определяющих показателей качества арматуры установок.

Принцип целесообразности функционирования арматуры связан с реализацией одной из основных операций системного подхода определением границ систем. Цель – системный выбор арматуры по качеству, определяет как главную и соподчиненные функции связи между арматурой и системой установки в целом или с ее составными элементами (агрегатами, машинами, аппаратами, насосами, компрессорами), так и те составные части арматуры, которые характеризуют ее как системный объект.

Принцип иерархичности (ступенчатости) строения системы основывается на разделении ее на подсистемы. Арматура целевого назначения выступает как элемент установки по главной (базовой) функции связи с точки зрения обеспечения безопасного функционирования установки в целом. Она является подсистемой по отношению к обслуживаемому ею составному элементу установки с позиций обеспечения показателей назначения, надежности, безопасности, экономичности машин, аппаратов, насосно-компрессорного оборудования.

Вместе с тем по функциональной герметичности $[Q_ф]$ и ресурсу $[T_{ср}]$ арматура выступает и как система по отношению к ее составным частям: затвору, корпусу, приводу (рис. 1.3.1), т.е. последовательно изменяет свое положение в иерархическом строении системы от элемента (подсистемы) к соподчиненной по условиям функционирования самостоятельной системе.

Составные части всей арматуры по функциональной и соподчиненной герметичности в основном подчинены затвору. Через силовое замыкание герметизирующих поверхностей тарелки (клина, пробки) и седла обеспечивается герметичность в затворе арматуры. Исследования корпуса и привода как составных частей арматуры, должны быть подчинены нормальному функционированию затвора по характеристикам собственной и контактной жесткости j и обеспечения необходимой управляющей силы герметизации $F_г$.

Основываясь на принципе иерархичности строения запорной арматуры и методологии оценки состояния систем, затвор (золотниковая часть) рассмотрен как система, состоящая из трех элементов: тарелки $Э_1$, седла $Э_2$ и штока тарелки $Э_3$ (рис. 1.3.2), которые выступают как детали или сборочные единицы и характеризуются определенными параметрами. В свою очередь, между структурными составляющими имеются взаимосвязи *1*, *2*, *3*, которые также характеризуются рядом параметров.

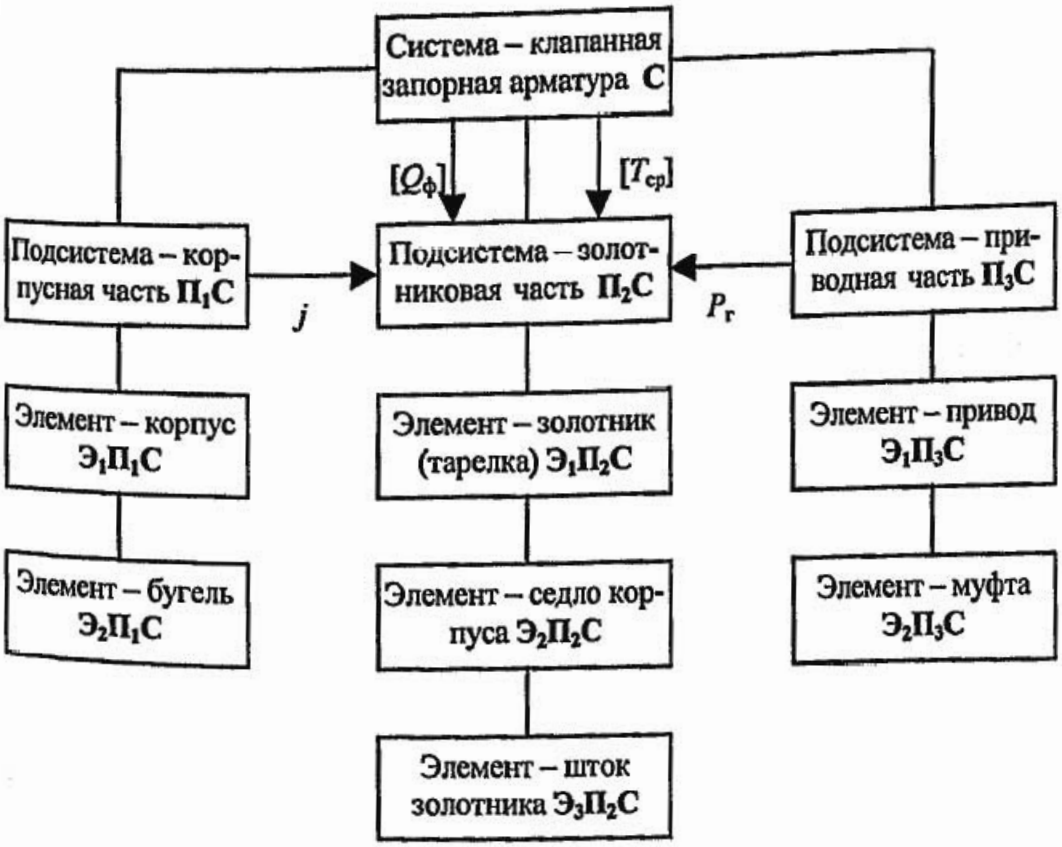


Рис. 1.3.1. Схема функциональной структуры клапанной запорной арматуры и функции связи подсистем

При рассмотрении затвора как системы, состоящей из трех подсистем вида $Э_1Э_2$, $Э_2Э_3$ и $Э_1Э_3$, каждая из которых образуется двумя составляющими и характеризуется соответствующей взаимосвязью, получим

$$F_{Э_1Э_2Э_3} = f(F_{Э_{1т}}; F_{Э_{2т}}; F_{Э_{3т}}; F_{св_1}; F_{св_2}; F_{св_3}), \qquad (1.3.1)$$

где $F_{Э_{1т}}$ – параметры исходного состояния подсистемы $Э_1$ до воздействия на нее подсистемы $Э_2$ (технологическое состояние подсистемы $Э_1$); $F_{св_1}$ – параметры, характеризующие взаимосвязь между подсистемами $Э_1$ и $Э_2$ (эксплуатационная взаимосвязь).

В выражении состояния системы затвора (1.3.1) учтены функциональные взаимосвязи, которые выражают непосредственное воздействие структурных составляющих. Вместе с тем в рассматриваемой системе имеют место взаимосвязи другого вида, которые проявляются посредством участия дополнительных структурных составляющих. Так, элемент

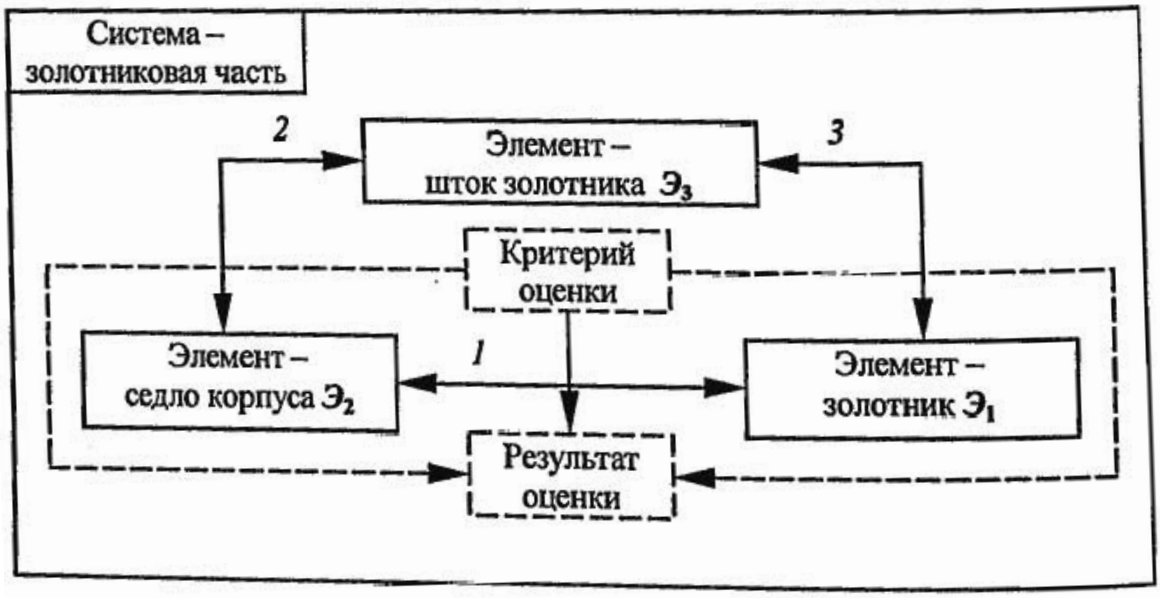


Рис. 1.3.2. Схема структуры затвора (золотниковой части) клапанной арматуры (элементы: детали или сборочные единицы)

$Э_3$ действует на элемент $Э_1$ посредством элемента $Э_2$ из-за взаимной эксцентричности и углового смещения осей, т.е. имеет место связь $2 – Э_2 – 1$. Аналогично и для других элементов имеются связи рассмотренного вида, которые называют опосредованными или соподчиненными. При этом соподчиненные связи $S_Э$ для системы затвора охватывают корпусную часть при оценке точности взаимного расположения осей герметизаторов тарелки и седла, а также приводную часть совместно с корпусной при расчете силового замыкания элементов затвора арматуры. Тогда параметры, характеризующие состояние системы затвора с учетом функциональных (1.3.1) и соподчиненных составляющих $S_{Э_1}$, $S_{Э_2}$, $S_{Э_3}$, определяются в общей постановке как

$$F_{гс} = (F_{Э_{1т}};\ F_{Э_{2т}};\ F_{Э_{3т}};\ F_{св_1};\ F_{св_2};\ F_{св_3};\ S_{Э_1};\ S_{Э_2};\ S_{Э_3}). \qquad (1.3.2)$$

В общем виде математическая модель функционирования установки по утечке $Q(t)$ и ресурсу $T_{ср}$ затвора арматуры для i-й эксплуатационной ситуации с учетом их рассеяния может быть записана:

$$\begin{aligned} Q(t)_{max} &= f(F_{гд};\ F_{гс};\ T_{ср}); \\ Q(t)_{max} &= [Q_ф]_i; \\ t_{min} &\geq [T_{ср}]_i, \end{aligned} \qquad (1.3.3)$$

где $[Q_ф]_i$ – норма предельной утечки рабочей среды через затвор, установленная для i-х условий функционирования установки; $[T_{ср}]_i$ – норма ресурса затвора, устанавливаемая для i-х условий функционирования.

Принцип стадийности при количественной оценке альтернатив определяет установление оптимальных норм и допусков на показатели качества, функциональные и соподчиненные параметры. Его значимость особенно велика, так как задачи, возникающие при выборе арматуры целевого назначения, обеспечении и сохранении ее качества на стадиях создания, эксплуатации, ремонта, являются многокритериальными. Количественная оценка альтернатив при параметрическом описании арматуры сводилась к использованию одного критерия – контактного давления герметизации $q_г$. Такой подход создавал неопределенность при выборе оптимального решения уже на стадии создания.

При структурном описании для упрощения многокритериальной задачи по параметрам ее приводили к однокритериальной путем выделения главного критерия – достижения и восстановления герметичности в затворе при минимальных затратах. Для данного подхода характерны условности при переводе остальных критериев (показателей безопасности, безотказности, долговечности, ремонтопригодности) в класс ограничений, поэтому он приводил к формальной оценке альтернатив.

Направление системного выбора арматуры целевого назначения предусматривает стадийную (этапную) схему оценки альтернатив. Сначала, исходя из обеспечения нормальных условий функционирования установки, устанавливаются оптимальные значения определяющих показателей качества затворов арматуры. Затем по показателям качества затворов арматуры определяются оптимальные значения и допуски функциональных параметров герметизаторов (запорного органа и седла). Наконец, по функциональным параметрам устанавливаются оптимумы значений и допусков соподчиненных параметров деталей затворов и соподчиненных деталей арматуры.

Таким образом, при количественной оценке альтернатив учитывается принцип иерархичности строения арматуры как системного объекта и ее функций в сложной системе – установке. Следует отметить, что при конкретизации оценки требуется решение задачи, в которой отдельные стадии объединяются с целью получения максимального эффекта.

Системное обеспечение качества требует установления области нормального функционирования установки по показателям качества затворов арматуры. В отечественной и зарубежной практике нормирования

Таблица 1.3.1

Область распространения	Объект установки	Объект арматуры	Показатели качества	Структурные характеристики	Функциональные параметры	Главные задачи
Выбор исполнения и обеспечение технологичности конструкции арматуры целевого назначения на этапах эксплуатации и ремонта	1. Специальная арматура для вредных, опасных, агрессивных сред: – запорная; – предохранительная; – защитная; – регулирующая 2. Арматура общего назначения для безопасных, нейтральных сред	1. Разъемные металлополимерные герметизирующие соединения: – ножевые; – сфероконические; – стыковые; – клиновые 2. Неразъемные металлополимерные герметизирующие соединения: – прессовые; – вальцованные	1. Безопасность 2. Надежность 3. Назначение 4. Экономичность 5. Технологичность конструкции изделий	1. Элементного состава 2. Связи элементов	1. Геометрические 2. Материала 3. Динамические 4. Энергетические	1. Задание эталона работоспособности агрегата как меры качества арматуры целевого назначения 2. Установление качества арматуры, отвечающего эталону по параметрам

показателей качества затворов отсутствует документация на арматуру целевого назначения. Решение вопросов формирования качества затворов по степени герметичности передано проектировщикам установок. В результате показатели безотказности, долговечности нормированы вне связи с затвором, взаимно не согласованы и по определяющим показателям ниже мирового уровня выпускаемой арматуры. Следствием несогласованности показателей и низкой надежности затворов является рост потребности в арматуре независимо от повышения эффективности установок.

Системное обеспечение качества должно представлять развитие положений параметрического и структурного исследований арматуры. Определяющими показателями качества арматуры выступают функциональная герметичность, надежность и безопасность. Параметры – определители данных показателей качества устанавливаются на стадии выбора, обеспечиваются на стадии создания, поддерживаются на стадии эксплуатации и восстанавливаются на стадии ремонта арматуры. Решение этой системной задачи требует моделирования процесса герметизации, а также прогнозирования изменения процесса в условиях напряженно-деформированного состояния деталей, работающих в агрессивной среде. Следовательно, становится очевидной необходимость внедрения методологических основ и математических описаний в рамках функционального анализа арматуры целевого назначения (табл. 1.3.1).

Системное обеспечение качества должно быть результативным. Итог системных исследований представляет собой изложение методов решения целого ряда специальных задач. Результативность системного обеспечения качества и оценка технико-экономического уровня арматуры установок диктуют первоочередное решение задач для специальной и общепромышленной арматуры целевого назначения.

Глава 2

ВЫБОР АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

2.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВЫБОРА ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ ПО УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Качественная работа арматуры в технологической системе установки в значительной степени зависит от правильного выбора ее типа, конструктивного исполнения, материала и параметров деталей. Проектировщики установок этапу выбора арматуры должны уделять особое внимание. Формальный подход приводит к увеличению числа арматуры в технологической системе установки без гарантии ее бесперебойного функционирования, существенно увеличивает затраты на эксплуатацию и ремонт.

Общий алгоритм выбора арматуры включает следующие этапы:

1. Типизация эксплуатационной ситуации по арматуре конкретной установки: уточняются назначение и условия работы арматуры, состав и свойства рабочей среды, температура, давление, формулируются особые требования. Выбирается класс арматуры: запорная, регулирующая, предохранительная, защитная и др.

2. Формирование общих требований к базовым, комплексным и интегральным показателям качества: герметичности, пропускной способности, надежности, безопасности, себестоимости.

3. Определение предварительно условного диаметра прохода присоединительных патрубков и типа соединения с технологическим трубопроводом.

4. Определение способа управления арматурой и типа привода: ручной, электропривод, пневмопривод, гидропривод, электромагнитный, дистанционно расположенный.

5. Уточнение массогабаритных параметров арматуры с учетом требований к ее монтажу и эксплуатации (техническому обслуживанию), пропускных характеристик корпусных деталей: коэффициента пропускной способности, допустимого гидравлического сопротивления.

6. Выбор материала корпусных деталей: серый или ковкий чугун, углеродистая или легированная сталь, коррозионно-стойкая или жаропрочная сталь, титан, бронза, латунь, алюминий, керамика, пластмасса, стекло.

7. Выбор типа арматуры, удовлетворяющей показателям и параметрам предыдущих этапов. С использованием каталогов уточняется конструктивное исполнение типа арматуры, ее индекс (таблица фигур) и

общие параметры: строительная длина, строительная высота, тип и размеры фланцев.

8. Для ***целевой арматуры***, рассматриваемой как системный объект установки, дополнительно:

– количественно уточняются нормы показателей герметичности, безотказности, долговечности, безопасности, экономичности на соответствие требованиям технических регламентов и рекомендациям стандартов;

– оценивается соответствие параметров и допусков базовых деталей нормам на показатели качества арматуры;

– выборочно проверяется соответствие конструктивного исполнения специальным требованиям на основе прогнозных оценок, экспериментальных исследований образцов, испытаний арматуры.

9. Составление заключения о комплектации установки арматурой выбранного исполнения из числа серийно выпускаемой или создаваемой специально.

Рекомендации к выбору типов арматуры для этапов 1–5 представлены по эксплуатационным требованиям систем и общим требованиям к качеству в табл. 2.1.1, по требованиям монтажа, габаритов и массы – в табл. 2.1.2. В таблицах рекомендации распространяются на следующие типы и конструктивные разновидности арматуры: 1 – клапан тарельчатый сальниковый, 2 – клапан тарельчатый сильфонный, 3 – клапан мембранный или шланговая задвижка, 4 – клапан электромагнитный, 5 – задвижка, 6 – заслонка, 7 – кран пробковый, 8 – кран шаровой.

В табл. 2.1.3 даны рекомендации по выбору типа фланцев, а рис. 2.1.1–2.1.5 иллюстрируют исполнения рекомендуемых фланцев.

Выбор материалов корпусных деталей (этап 6) связан с типизацией эксплуатационных ситуаций по производствам, контурам, трубопроводам и регламентирован.

Выбор конструктивных исполнений арматуры (этап 7) связан с использованием принятой системой условных обозначений. В соответствии с ней индекс арматуры включает пять элементов, расположенных последовательно.

1. Тип арматуры (цифровое обозначение – табл. 2.1.4).
2. Материал корпуса (буквенное обозначение – табл. 2.1.5).
3. Привод (цифровое обозначение – табл. 2.1.6); для обозначения привода используется первая цифра трехзначного числа индекса; при его отсутствии в индексе стоит двузначное число.
4. Конструкция по каталогу ЦКБА (Центрального конструкторского бюро арматуростроения).

Таблица 2.1.1

Этап выбора	Условия эксплуатации и показатели качества	Тип, конструктивная разновидность			
		рекомендуемый	допустимый	нерекомендуемый	специальная конструкция
1	Среда:				
	вязкая	3, 7, 8	5	1, 2, 4, 6	7, 8 с обогревом
	застывающая смесь	7, 8	5	1, 2, 3, 4, 6	7, 8 с обогревом
	с абразивами, пульпы, шламы	3, 7, 8	1, 5	2, 4, 6	1
	сыпучие материалы	7, 8	1, 3, 5	2, 4, 6	1, 2, 5
	коррозионная	3	1, 2, 5, 8	4, 6, 7	8
	агрессивная	3	2, 4	1, 5, 6, 7, 8	2, 8
	для холодильной техники	1, 2, 8	4, 5, 6	3, 7	–
	для криогенной техники	1, 2	4, 5, 6, 8	3, 7	1, 2
	Рабочая температура среды, °С:				
	≤ 100	1, 2, 3, 4, 5, 8	6, 7	–	–
	≤ 200	1, 2, 5, 8	3, 6, 7	–	–
	≤ 600	1, 2, 5	6	3, 4, 7, 8	–
	> 600	5	1, 6	2, 3, 4, 7, 8	5, 6, 7

Окончание табл. 2.1.1

Этап выбора	Условия эксплуатации и показатели качества	Тип, конструктивная разновидность			
		рекомендуемый	допустимый	нерекомендуемый	специальная конструкция
1	Давление: $p_р \geq 6{,}4$ МПа	1, 2, 5, 7, 8	4, 6	3	–
	вакуум	2	3, 4, 5, 6, 8	1, 7	5, 6
	большой перепад при закрывании	5, 7, 8	1, 2	3, 6	1
	Быстродействие (1/4 оборота)	4, 6, 7, 8	1, 2	3, 5	–
2	Высокая герметичность: запорного органа	1, 2, 3, 4	8	5, 6, 7	–
	по отношению к внешней среде	2, 3, 4	1, 6, 7, 8	5	–
	Высокая надежность	1, 4, 6, 8	5, 7	2, 3	–
	Высокая цикловая нагрузка (частое срабатывание)	1, 4	5, 6	2, 3, 7, 8	–
	Большой срок службы	1, 4, 6	5, 7	2, 3	–
	Высокая ремонтопригодность	1, 7, 8	2, 3, 5	4, 6	–
	Низкая стоимость	3, 6	5, 7, 8	1, 2, 4	–

Таблица 2.1.2

Этап выбора	Требование	Тип, конструктивная разновидность		
		рекомендуемый	допустимый	нерекомендуемый
3	Диаметр условного прохода:			
	≤ 20 мм	1, 2, 4	3, 7, 8	5, 6
	≤ 200 мм	1, 5	2, 3, 4, 7, 8	6
	> 500 мм	5, 6	8	1, 2, 3, 4, 7
4	Малый ход затвора	1, 2, 4	6, 7, 8	3, 5
5	Малое гидравлическое сопротивление	3, 5, 7, 8	6	1, 2, 4
	Полнопроходность	5, 8	–	1, 2, 6, 7
	Возможность подземной установки	7, 8	–	1, 2, 3, 4, 5, 6
	Малая строительная длина	6	4, 5	1, 2, 3, 7, 8
	Малая высота, масса	6, 7, 8	3, 4	1, 2, 5
	Угловой корпус	1, 2, 4	–	3, 5, 6, 7, 8
	Удобное обслуживание	2, 3	4, 6, 7, 8	1, 5

Таблица 2.1.3

Этап выбора	Условия эксплуатации	Тип уплотнения	Конструктивное исполнение (№ рисунка)
3	Давление до 0,6 МПа	Плоское	2.1.1, *а*; 2.1.2, *а*
	Давление более 1,6 МПа	Выступ–впадина	2.1.1, *б*; 2.1.2, *б*; 2.1.3, *а*; 2.1.4, *а*
	Прокладки, требующие установки в канавку с замкнутым объемом	Шип–паз	2.1.1, *в*; 2.1.2, *в*; 2.1.3, *б*; 2.1.4, *б*
	Давление свыше 6,0 МПа	Под металлическую прокладку овального или восьмиугольного сечения	2.1.1, *г*
	Давление до 0,6 МПа. Вакуум с остаточным давлением не ниже 0,005 МПа. Температура рабочей среды до 300 °С	Плоское контактирующих фланцев	2.1.5, *а–б*

5. Материал уплотнительных колец (буквенное обозначение – табл. 2.1.7). При отсутствии вставных или наплавленных герметизаторов, когда уплотнительные поверхности образованы непосредственно материалом корпуса, в индексе проставляется обозначение бк (без колец). В случае применения внутренних покрытий обозначение материала покрытия объединяется с обозначением материала герметизаторов (табл. 2.1.8).

Принятая индексация арматуры не соответствует европейской и мировой системам кодирования [26].

Условные графические обозначения типов и конструктивных разновидностей арматуры на гидравлических и пневматических схемах стандартизованы (табл. 2.1.9).

Реализация этапа 8 для арматуры целевого назначения требует специального рассмотрения, расчетов, исследований и выбора, основам которых и посвящены последующие главы книги.

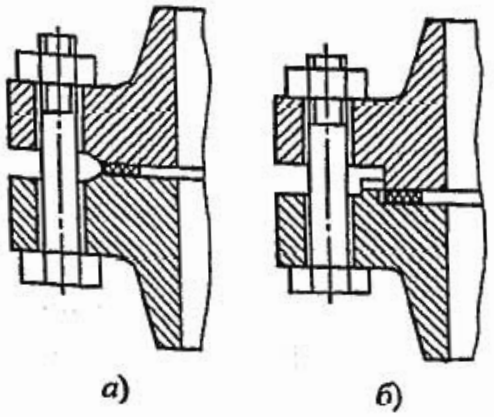


Рис. 2.1.1. Фланцы стальные приварные встык с герметизацией плоской прокладкой; соединения типа:
а – гладкое; *б* – выступ–впадина; *в* – шип–паз; *г* – герметизация металлической прокладкой овального или восьмиугольного сечения

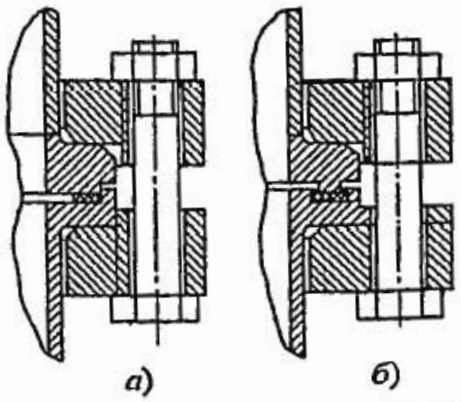


Рис. 2.1.3. Фланцы со свободным кольцом, с герметизацией плоской прокладкой; соединения типа:
а – выступ–впадина; *б* – шип–паз

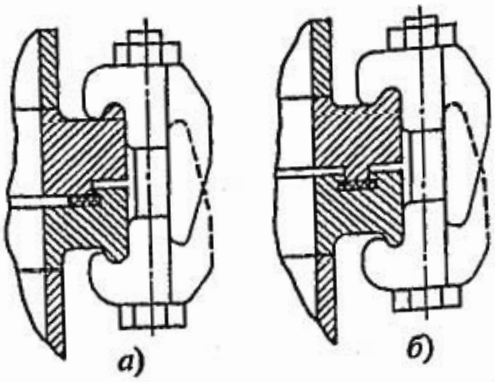


Рис. 2.1.4. Герметичные прокладочные соединение с зажимами; соединения типа:
а – выступ–впадина; *б* – шип–паз

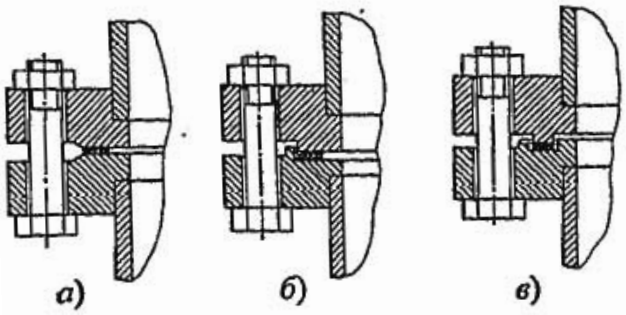


Рис. 2.1.2. Фланцы стальные плоские приварные, с герметизацией плоской прокладкой; соединения типа:
а – гладкое; *б* – выступ–впадина; *в* – шип–паз

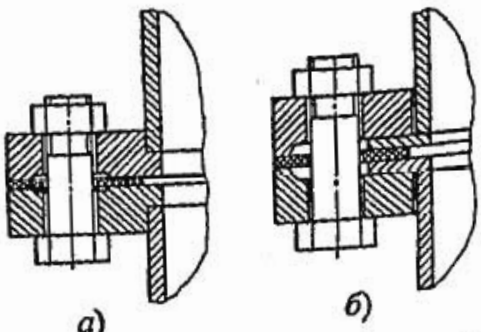


Рис. 2.1.5. Фланцы стальные плоски приварные, контактирующие:
а – с расточкой под трубу; *б* – без расточки

Таблица 2.1.4

Тип арматуры	Условное обозначение	Тип арматуры	Условное обозначение
Кран (пробно-спускной)	10	Регулятор давления (клапан редукционный)	16, 21
Кран (для трубопровода)	11	Клапан распределительный	23
Запорное устройство для указателя уровня	12	Клапан регулирующий	25
Клапан запорный, клапан отсечной	13, 14, 15, 22	Клапан смесительный	27
Клапан обратный подъемный или приемный (с сеткой)	16	Задвижка	30, 31
Клапан предохранительный	17	Заслонка	32
Клапан обратный поворотный	19	Задвижка шланговая	33
Клапан перепускной	20	Конденсатоотводчик	45

Таблица 2.1.5

Материал корпуса	Условное обозначение	Материал корпуса	Условное обозначение
Сталь углеродистая	с	Монель-металл	мн
Сталь легированная	лс	Пластмассы (кроме винипласта)	п
Сталь коррозионно-стойкая (нержавеющая)	нж	Винипласт	вп
Чугун серый	ч	Фарфор	к
Чугун ковкий	кч	Титановый сплав	тн
Латунь или бронза	Б	Стекло	ск
Алюминий	а		

Таблица 2.1.6

Привод	Условное обозначение	Привод	Условное обозначение
Под дистанционное управление	0	Пневматический	6
Механический:		Гидравлический	7
с червячной передачей	3	Пневмогидравлический	6 (7)
с цилиндрической зубчатой передачей	4	Электромагнитный	8
с конической зубчатой передачей	5	Электрический (электромоторный)	9

Таблица 2.1.7

Материал уплотнительных колец	Условное обозначение	Материал уплотнительных колец	Условное обозначение
Латунь и бронза	бр	Кожа	к
Монель-металл	мн	Эбонит	э
Коррозионно-стойкая сталь	нж	Резина	р
Нитрированная сталь	нт	Винипласт	вп
Баббит	бт	Пластмассы (кроме винипласта)	п
Стеллит	ст	Без вставных или наплавленных колец	бк
Сормайт	ср	Фторопласт	фт

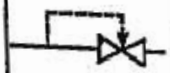
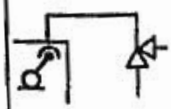
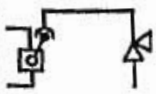
Таблица 2.1.8

Материал внутреннего покрытия	Условное обозначение
Резина	гм
Эмаль	эм
Свинец	св
Пластмасса	п
Наирит	н

Таблица 2.1.9

Арматура	Обозначение	Арматура	Обозначение
Клапан запорный:		Кран трехходовой	
проходной		Клапан трехходовой	
угловой			
Задвижка		Клапан быстродействующий:	
Заслонка		на открытие (НО)	
Кран:		на закрытие (НЗ)	
проходной		Клапан предохранительный проходной	
угловой		Воздухоотводчик	
Клапан регулирующий:			
проходной		Клапан предохранительный угловой	
угловой		Клапан с электроприводом переменного тока	

Окончание табл. 2.1.9

Арматура	Обозначение	Арматура	Обозначение
Клапан регулирующий:		быстродействующий с электромагнитным приводом	
с электроприводом переменного тока		Клапан обратный:	
с дистанционным управлением от электропривода		подъемный проходной	
Задвижка с гидроприводом		поворотный	
Клапан редукционный		приемный с сеткой	
Регулятор направления:		Конденсатоотводчик	
"до себя"		Клапан дроссельный	
"от себя"		Регулятор уровня:	
Клапан запорный:		с поплавком, встроенным в сосуд	
с электромагнитным приводом		с выносной поплавковой камерой	

Примечания: 1. Движение рабочей среды через обратный клапан должно быть направлено от белого треугольника к черному.

2. Вершина треугольника редукционного клапана должна быть направлена в сторону повышенного давления.

2.1.1. Типы и исполнения арматуры для коррозионных и агрессивных сред

Арматура для коррозионных и агрессивных сред среди специальной наиболее многочисленна. Типы и исполнения по материалу корпусных деталей арматуры рассмотрены для каждого класса [12].

Исполнения коррозионно-стойкой запорной арматуры. Запорная арматура, как класс, наиболее широко представлена в установках различных производств. Клапаны используются на трубопроводах малых диаметров, а задвижки – на трубопроводах больших диаметров. Применение кранов и заслонок ограничено.

По условиям работы запорная арматура в большинстве случаев находится в состоянии ответственного ожидания в закрытом (концевая) или открытом (ремонтная) положении. Реже запорная арматура используется для смены циклов технологического процесса (т.е. как управляющая).

В качестве концевой запорной арматуры используются клапаны тарельчатые сильфонные и клиновые задвижки; в качестве ремонтной предпочтительны краны шаровые; в качестве управляющей – электромагнитные клапаны, клапаны тарельчатые сальниковые, задвижки, заслонки.

Запорные клапаны по специальным исполнениям подразделяются на:

– клапаны из неметаллических материалов (пластмасс, графитопластов, керамики, стекла);

– клапаны чугунные с внутренним коррозионно-стойким неметаллическим защитным покрытием (гуммированные, футерованные, эмалированные);

– клапаны запорные из титановых сплавов;

– клапаны из коррозионно-стойкой стали.

Клапаны запорные прямоточные пластмассовые сильфонные D_y 32 и 50 мм на p_y = 0,6 МПа фланцевые. Условные обозначения: 15п56п и 15п56п1 – из пентапласта; 15п57п и 15п57п1 – из полипропилена (рис. 2.1.6, табл. 2.1.10). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие агрессивные жидкие и газообразные среды, по отношению к которым стоек материал деталей, соприкасающихся с рабочей средой, кроме кристаллизующихся, полимеризующихся и абразивных сред.

Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815, ряд 2, исполнение 1 на p_y = 1,6 МПа. Подвижное сопряжение шпинделя с крышкой герметизировано

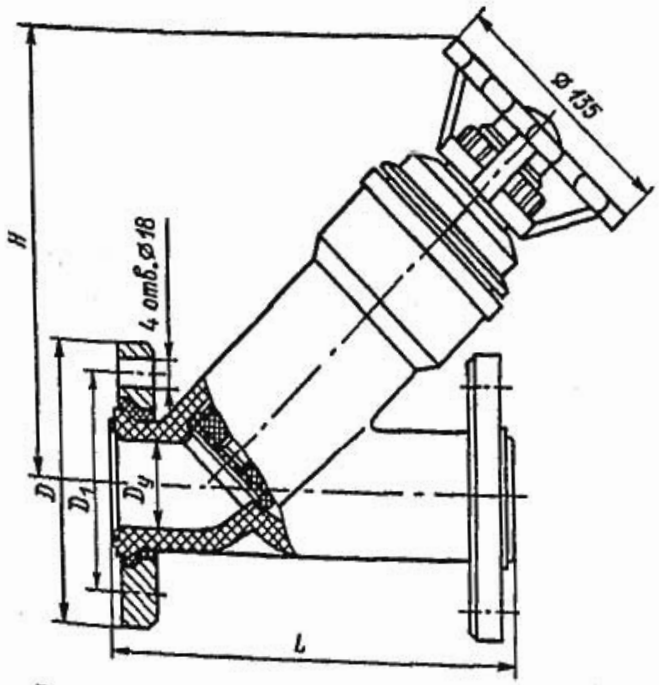


Рис. 2.1.6. Клапан запорный прямоточный 15п56п из пентапласта на p_y = 0,6 МПа

сильфоном. Управление клапанами ручное – маховиком. Максимальный крутящий момент на маховике при управлении клапаном 50 Н · м. Рабочая среда подается под золотник. Коэффициент гидравлического сопротивления клапанов с D_y = 32 мм ξ = 3, клапанов с D_y = 50 мм ξ = 2,7. При температуре рабочей среды до 50 °С допускается рабочее давление p_p = 0,6 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость материала корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа.

Материал основных деталей клапанов 15п56п: корпус – пентапласт БГ-1, сильфон – фторопласт-42, шпиндель и втулка из сополимера формальдегида (СФД);

клапанов 15п56п1: корпус – пентапласт БГ-1, сильфон – фторопласт-42, шпиндель – сталь 20Х13, втулка – латунь ЛС59-1;

клапанов 15п57п: корпус и сильфон – полипропилен марки 21020 или 21012 и 21015, шпиндель и втулка из сополимера формальдегида (СФД);

клапанов 15п57п1: корпус и сильфон из полипропилена, шпиндель – сталь 20Х13, втулка – латунь ЛС59-1.

Таблица 2.1.10

D_y, мм	L	D	D_1	H	Масса, кг			
	мм				15п56п	15п56п1	15п57п	15п57п1
32	180	135	100	220	2,05		1,45	
50	230	160	125	260	5,5		5,05	

Клапаны запорные фарфоровые бронированные фланцевые D_y 25, 32, 40 и 50 мм на p_y = 0,6 МПа – условное обозначение 15к13бк (рис. 2.1.7) и D_y 80, 100, 125 и 150 мм на p_y = 0,4 МПа – условное обозначение 15к12бк (рис. 2.1.8), их размеры приведены в табл. 2.1.11. Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие некристаллизующиеся растворы кислот любой концентрации (за исключением плавиковой и фосфорной) с рабочей температурой до 120 °С, и растворы щелочей концентрацией до 10 % с рабочей температурой до 30 °С. Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами.

Фарфоровый корпус вентиля закреплен на цементном растворе в броне, состоящей из двух половин, скрепленных болтами. Внутренняя полость корпуса и втулка сальника покрыты коррозионно-стойкой глазу-

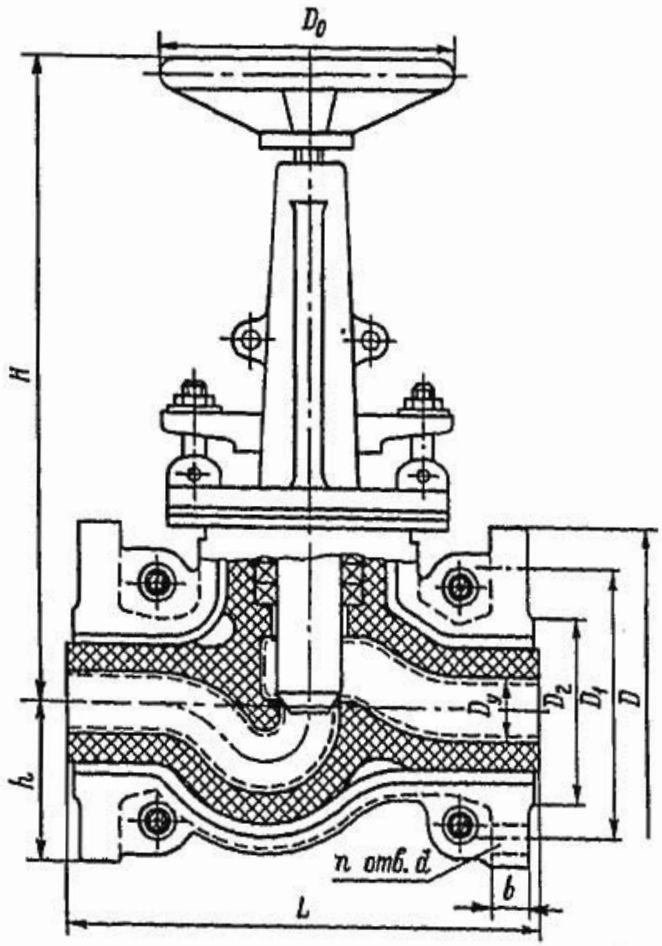


Рис. 2.1.7. Клапан запорный 15к13бк фарфоровый бронированный на p_y = 0,6 МПа

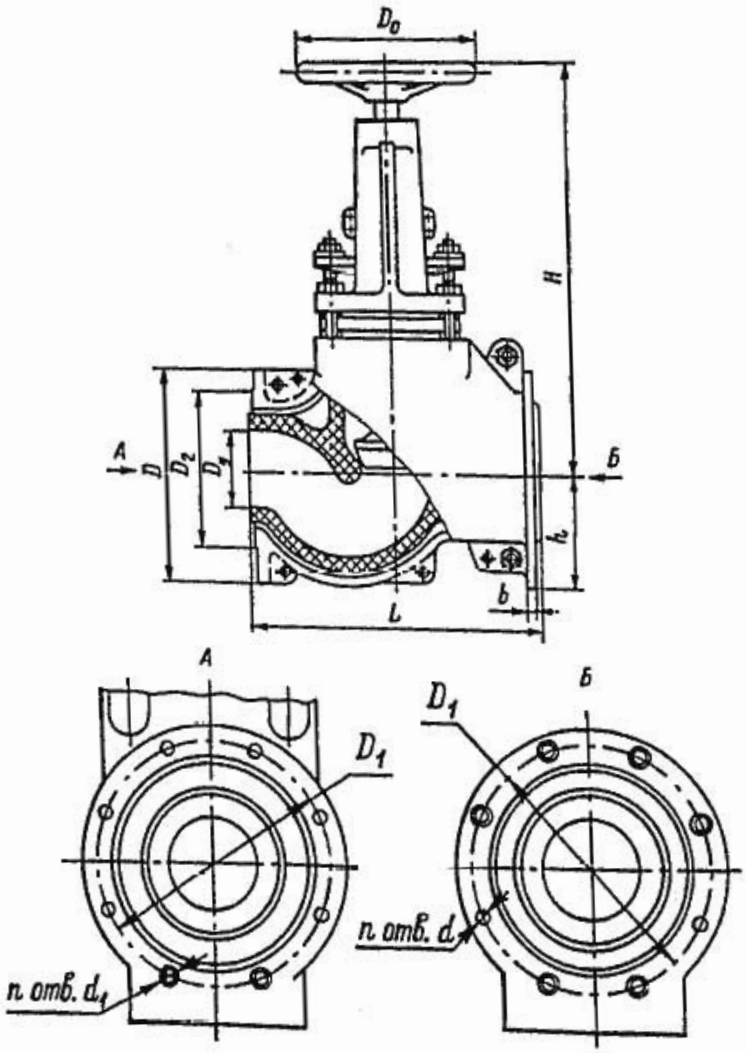


Рис. 2.1.8. Клапан запорный 15к12бк фарфоровый бронированный на p_y = 0,4 МПа

рью. Шпиндель имеет шаровую уплотнительную поверхность, обращенную к седлу. Управление клапаном ручное – маховиком. Рабочая среда подается под золотник. При рабочей температуре до 120 °С допускается рабочее давление до 0,6 МПа (клапаны 15к13бк) и до 0,4 МПа (клапаны 15к12бк).

Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость материала корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа (клапаны 15к13бк) и $p_{пр}$ = 0,6 МПа (клапаны 15к12бк). Материал основных деталей: корпус, шпиндель, сальник – фарфор, броня корпуса – чугун.

Таблица 2.1.11

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	b	d	d_1	H	h	D_0	n	Масса, кг
	мм											
Клапаны 15к13бк												
25	180	135	100	70	14	14	–	267	58	120	4	10,9
32	200	145	110	90	14	14	–	302	63	120	4	12,6
40	230	160	130	110	18	14	–	345	76	160	4	16,0
50	290	180	150	128	18	14	–	395	85	160	4	22,7
Клапаны 15к12бк												
80	350	235	200	178	16	18	M16	495	128	200	4	46,0
100	400	260	225	202	17	18	M16	580	153	250	6	48,0
125	480	290	255	232	20	28	M16	688	190	250	4	99,6
150	600	340	305	282	20	28	M16	847	220	250	4	132,8

Для работы в агрессивных средах серийно выпускаются также ***прямоточные и угловые запорные клапаны из стекла*** (рис. 2.1.9) D_y 50 и 80 мм на p_y = 0,4 МПа и $t_p \leq 120$ °С. На рис. 2.1.10 изображен прямоточный запорный вентиль из стекла с пневмоприводом.

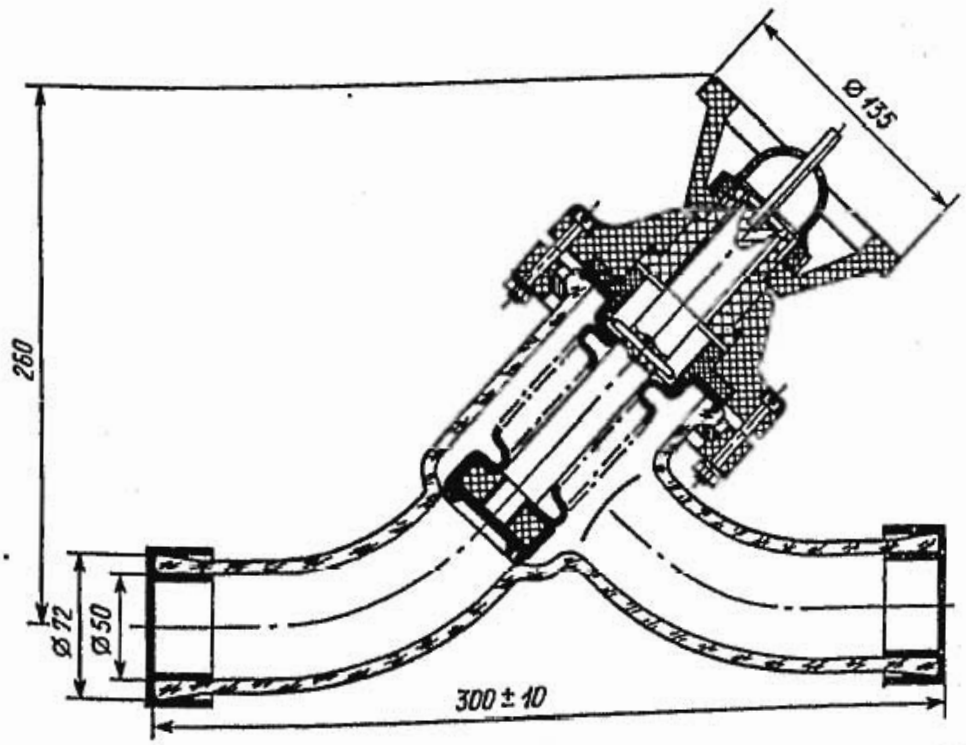


Рис. 2.1.9. Клапан запорный прямоточный 15кс58п из стекла на p_y = 0,4 МПа

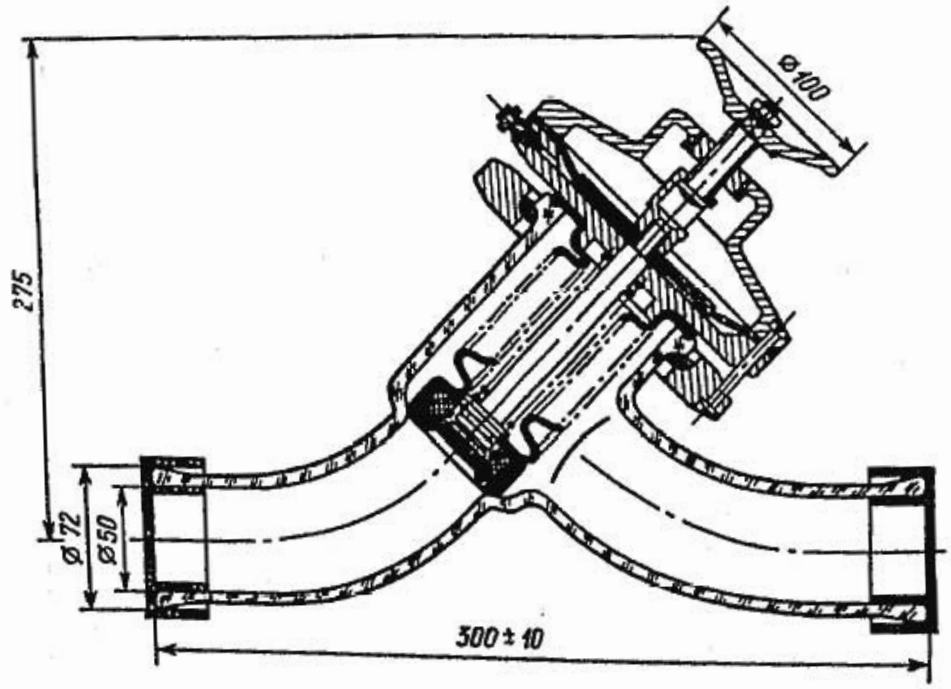


Рис. 2.1.10. Клапан запорный прямоточный с пневмоприводом 15кс658п из стекла на p_y = 0,4 МПа

Клапаны прямоточные чугунные гуммированные фланцевые D_y 125, 150, 200, 250 и 300 мм на p_y = 0,6 МПа (рис. 2.1.11, табл. 2.1.12). Условное обозначение 15ч63гм. Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие агрессивные жидкие рабочие среды с рабочей температурой от –15 до +65 °С (кремнефтористоводородную и соля-

Таблица 2.1.12

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	b	d	H	D_0	n	Масса, кг
	мм										
125	400	610	235	200	172	18	18	515	360	8	52,3
150	480	695	260	225	196	18	18	590	360	8	70,3
200	609	818	315	280	258	22	18	654	360	8	126,9
250	730	955	370	335	312	24	18	764	500	12	212,8
300	858	1025	435	395	365	24	23	824	500	12	258,6

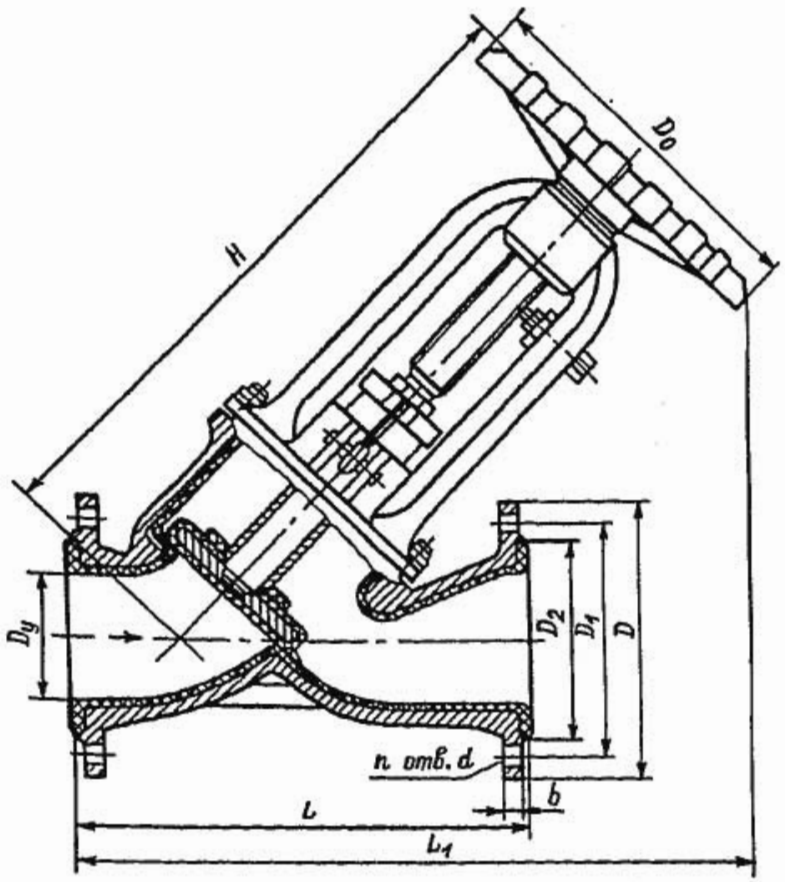


Рис. 2.1.11. Клапан запорный 15ч63гм прямоточный чугунный гуммированный фланцевый на p_y = 0,6 МПа

ную кислоты любой концентрации, плавиковую, серную и сернистую кислоты концентрации до 50 %; уксусную кислоту до 80 % и фосфорную кислоту до 85 %; растворы едких щелочей и солей минеральных кислот любой концентрации, ацетон, глицерин, красители и спирты любой концентрации). Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815, ряд 2. Управляются клапаны вручную – маховиком.

Внутренние полости корпуса, крышки и поверхность золотника покрыты защитным слоем полуэбонита. Рабочая среда подается под золотник. Герметичность закрытого запорного органа обеспечивается плотным прилеганием гуммированных уплотнительных поверхностей золотника к седлу корпуса.

При закрывании клапана к ободу маховика должна быть приложена сила F:

$D_у$, мм	125	150	200	250	300
F, Н	820	1140	730	750	1040

При рабочей температуре $t_р$ = 65 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 0,6 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Материалы основных деталей: корпус, крышка, сальник – чугун; шпиндель, золотник – сталь.

Клапаны запорные чугунные мембранные футерованные фланцевые (рис. 2.1.12, табл. 2.1.13). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды с рабочей температурой до 60 °С (клапаны 15ч74п1, 15ч75п1 и 15ч76п1) и с рабочей температурой до 110 °С (клапаны 15ч74п2, 15ч75п2 и 15ч76п2). Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815, ряд 2. Управляются вручную с

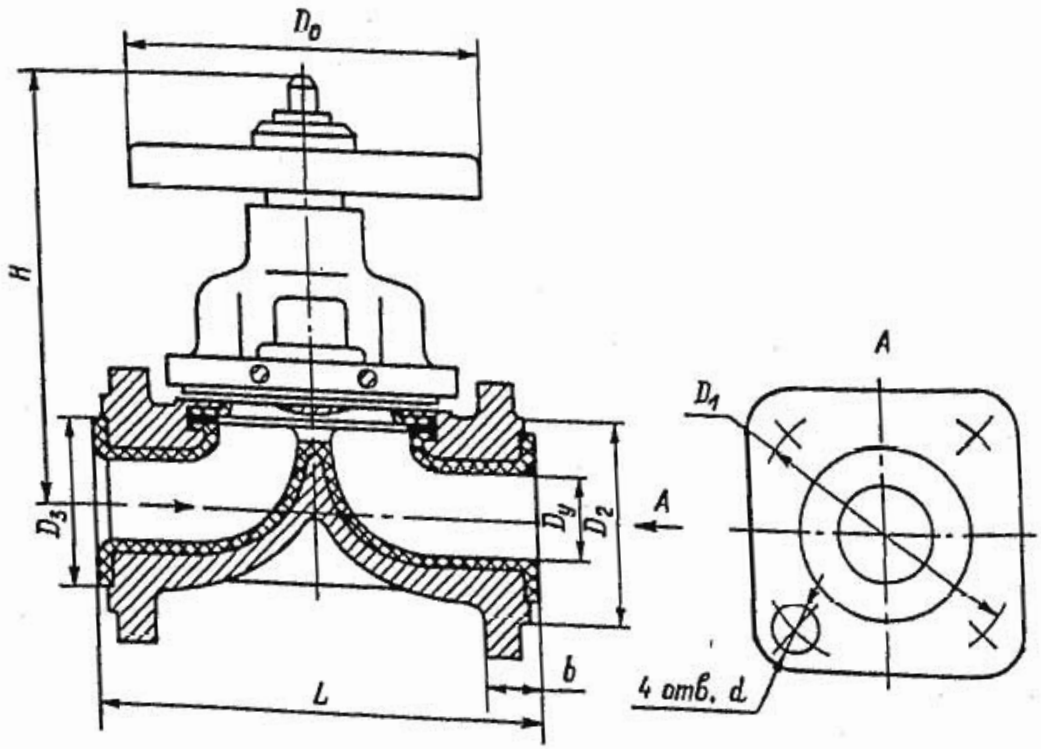


Рис. 2.1.12. Клапан запорный чугунный 15ч74п1 мембранный футерованный

Таблица 2.1.13

Условное обозначение	D_y, мм	Давление, МПа	
		p_y	$p_{пр}$
15ч74п1, 15ч74п2	6, 10, 15, 20	1,6	2,4
15ч75п1, 15ч75п2	25, 32, 40, 50	1,0	1,5
15ч76п1, 15ч76п2	80, 100	0,6	0,9

помощью маховика. Конструкция и основные размеры регламентированы ГОСТ 9660 (15ч74п1, 15ч75п1, 15ч74п2 и 15ч75п2). Между корпусом и крышкой расположена мембрана, обеспечивающая герметичность запорного органа и герметизацию внутренней полости клапана по отношению к внешней среде. Внутренняя полость корпуса и уплотнительные поверхности присоединительных фланцев покрыты защитным слоем.

Клапаны запорные чугунные мембранные эмалированные фланцевые D_y 150 и 200 мм на p_y = 0,6 МПа (рис. 2.1.13, табл. 2.1.14). Условное

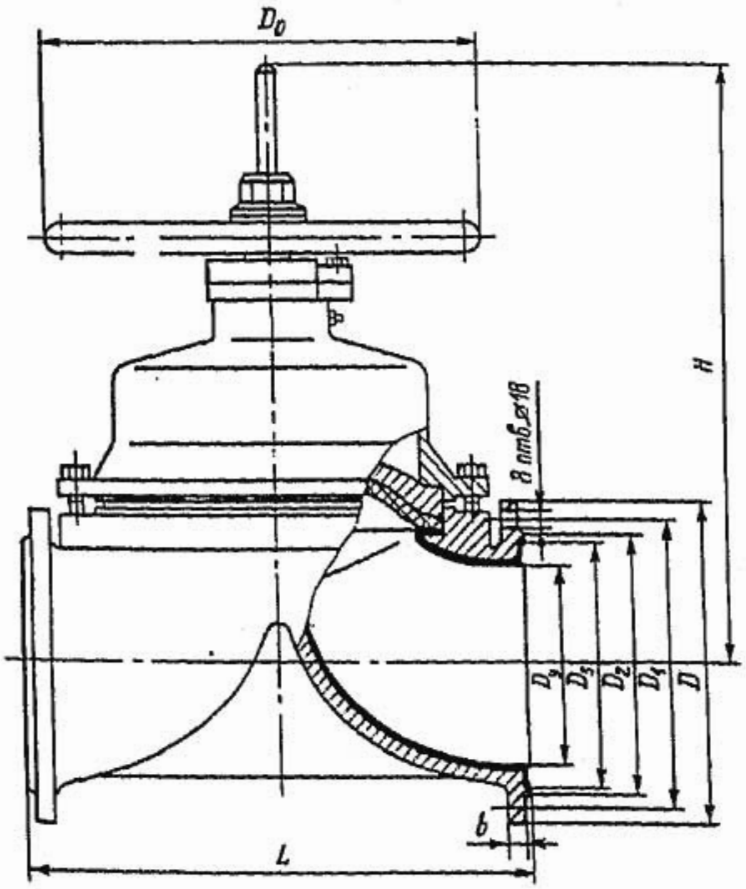


Рис. 2.1.13. Клапан запорный чугунный КА 26333 мембранный эмалированный

Таблица 2.1.14

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	D_3	b	H	D_0	Масса, кг
	мм								
150	410	260	225	202	192	17	415	320	83
200	500	315	280	258	250	19	580	450	127,7

обозначение КА 26333. Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие слабые растворы кислот и щелочей, топлива Т-1 и ТС-1, масла и бензин с рабочей температурой до 90 °С. Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815, ряд 2. Управляются вручную маховиком. Рабочая среда подается под мембрану с любой стороны проходного отверстия в корпусе. Максимальная сила на ободе маховика при закрывании: 770 Н для клапанов D_y 150 мм и 820 Н для клапанов D_y 200 мм.

Поверхности внутренней полости корпуса и уплотнительные поверхности присоединительных фланцев покрыты эмалью. Между корпусом и крышкой расположена мембрана, обеспечивающая герметичность запорного органа и герметизацию внутренней полости клапана по отношению к внешней среде. При рабочей температуре $t_р$ = 90 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 0,6 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпуса производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Материалы основных деталей: корпус, крышка, крестовина – чугун, шпиндель – сталь, мембрана – фторопласт-4.

Клапаны запорные прямоточные из титанового сплава сварные фланцевые на p_y = 1,6 МПа. Условные обозначения: ПТ 21128 – D_y 50, 80, 100, 150 и 200 мм; ПТ 21006 – D_y 250 и 300 мм (рис. 2.1.14, табл. 2.1.15). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды с температурой до 200 °С (клапаны ПТ 21128) и до 150 °С (клапаны ПТ 21006). Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 на p_y = 1,6 МПа с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 5. Подвижное сопряжение штока с крышкой герметизировано сильфоном. Управление клапанами ручное – маховиком. Максимальная сила на ободе маховика, необходимая для закрывания F:

D_y, мм	50	80	100	150	200
F, Н	300	420	500	770	1230

Рабочая среда подается под золотник. При температуре рабочей среды до 200 °С допускается рабочее давление до 1,6 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = = 2,4 МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка и золотник – титановый сплав ВТ1-0, шпиндель – титановый сплав ВТ3-1, уплотнительное кольцо в золотнике – фторопласт-4.

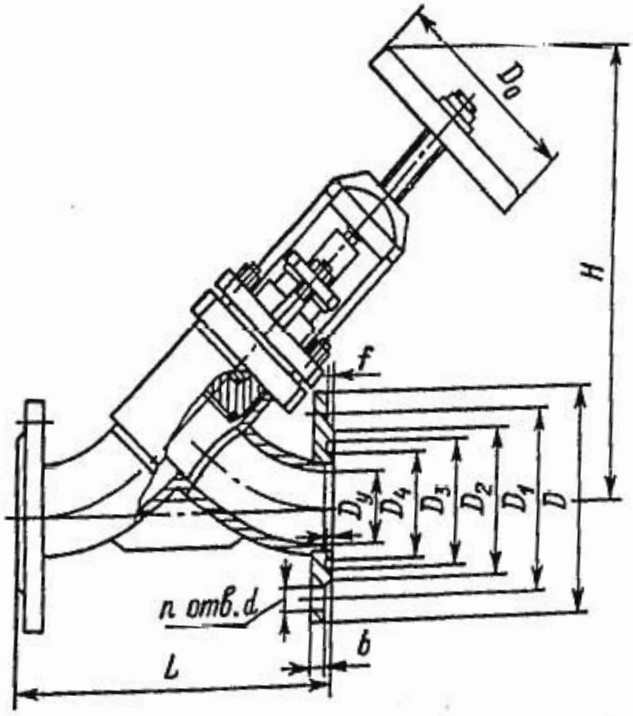


Рис. 2.1.14. Клапан запорный прямоточный сварной из титанового сплава на p_y = 1,6 МПа

Таблица 2.1.15

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	D_3	D_4	b	f	d	H	D_0	n	Масса, кг
	мм												
Клапаны ПТ 21128													
50	230	160	125	102	88	72	14	3	18	315	140	4	9,0
80	310	195	160	138	121	105	17	3	18	370	240	4	20,5
100	350	215	180	158	150	128	17	3	18	475	240	8	26,0
150	480	280	240	212	204	182	21	3	23	605	320	8	52,0
200	600	335	295	2668	260	238	23	3	23	745	320	12	73,5
Клапаны ПТ 21006													
250	600	390	350	320	3113	291	23	3	23	755	640	12	104
300	660	440	400	370	364	342	24	4	23	840	640	12	133

Клапаны запорные сильфонные из титанового сплава D_y 50, 100 и 150 мм на p_y = 1,6 МПа фланцевые. Условные обозначения: D_y 50 мм – 15тн8п1, D_y 100 мм – 15тн14п4, D_y 150 мм – 15тн8п3 (рис. 2.1.15, табл. 2.1.16). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды с температурой до 200 °С. Температура окружающей среды допускается от –40 до +60 °С. Относительная влажность окружающего воздуха до 90 % при температуре 20 °С. Могут устанавливаться к трубопроводу ответными фланцами по ГОСТ 12821 на p_y = 1,6 МПа. Управление клапанами ручное.

Максимальный крутящий момент на маховике, необходимый для закрывания клапанов D_y 50 мм, – 32,6 Н·м, на рукоятке клапанов D_y 100 мм – 94,5 Н·м, на маховике клапана D_y 150 мм – 77,5 Н·м. Подвижное сопряжение шпинделя с крышкой герметизировано сильфоном. Рабочая среда подается под золотник.

При температуре рабочей среды до 200 °С допускается рабочее давление p_p = 1,6 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка, сильфон – титановые сплавы ТЛ-3 и ВТ1-0 (исполнение 02 и 03) и титановый сплав ВТ-5Л (исполнение 04), уплотнительное кольцо в золотнике – фторопласт-4.

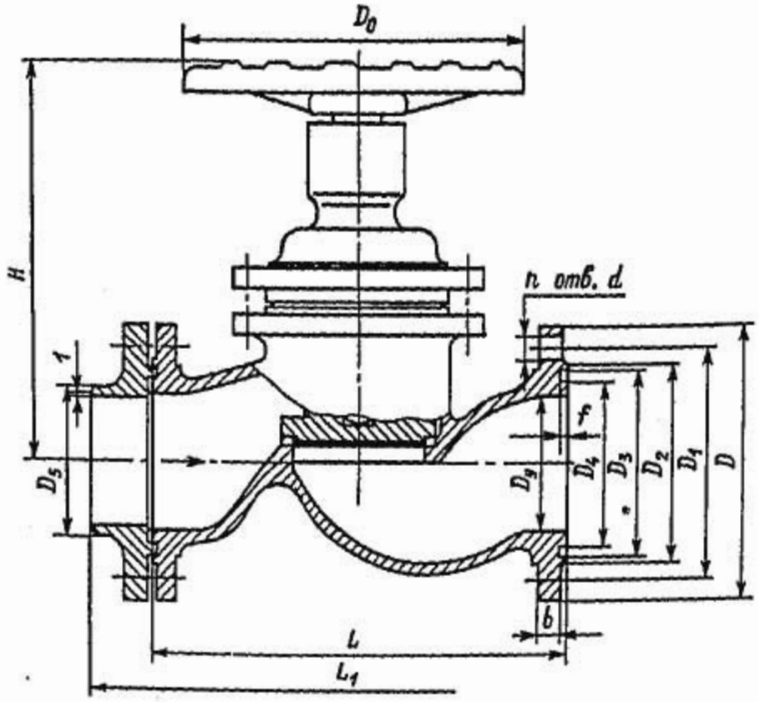


Рис. 2.1.15. Клапан запорный сильфонный 15тн8п3 из титанового сплава на p_y = 1,6 МПа

Таблица 2.1.16

Обозначение	D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	b	H	D_0	d	n	Масса, кг		
		мм															
15тн3бк	50	230	–	160	125	–	–	–	–	16	274	140	18	4	12,5		
	100	350	–	215	180	–	–	–	–	18	388	240	18	8	28		
	150	480	–	280	240	–	–	–	–	20	515	320	23	8	57,3		
	200	800	–	335	295	–	–	–	–	20	658	450	23	12	103		
															Исп. 2	Исп. 3	Исп. 4
15тн8п1	50	230	324	160	125	102	88	73	58	14	258	200	18	4	18,5	15,5	18,5
15тн14п4	100	350	458	215	180	158	150	128	110	17	300	325	18	8	32,5	37	32,7
15тн8п3	150	480	620	280	240	212	204	182	160	21	440	400	23	8	104	114,4	104

Окончание табл. 2.1.16

Обозначение	D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	b	H	D_0	d	n	Масса, кг
		мм													
13тн1п	50	230	–	160	125	102	88	72	–	13	280	140	18	4	10
13тн1р	100	350	–	215	180	158	150	128	–	23	475	240	18	8	27
	150	480	–	280	240	212	204	182	–	25	545	320	23	8	51,5
	200	600	–	335	295	268	260	238	–	27	645	320	23	12	73,5
	250	600	–	390	350	320	313	291	–	23	755	640	23	12	112
	300	650	–	440	400	370	364	342	–	24	840	640	23	12	136
13тн601п;	50	230	–	160	125	102	88	72	–	13	352	–	18	4	22
13тн601р;	80	310	–	195	160	138	121	105	–	21	510	–	18	4	69
13тн602п;	100	350	–	215	180	158	150	128	–	23	554	–	18	8	74
13тн602р	150	480	–	260	225	202	192	170	–	25	645	–	23	8	104
	200	600	–	315	280	258	260	238	–	27	695	–	23	12	164

Клапаны запорные из коррозионно-стойкой стали D_y 15, 20 и 25 мм на p_y = 1,6 МПа фланцевые. Условное обозначение 15нж65бк (рис. 2.1.16, табл. 2.1.17). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды с температурой от –40 до +420 °С в зависимости от рабочей среды, марки стали основных деталей и материала уплотнения. Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении.

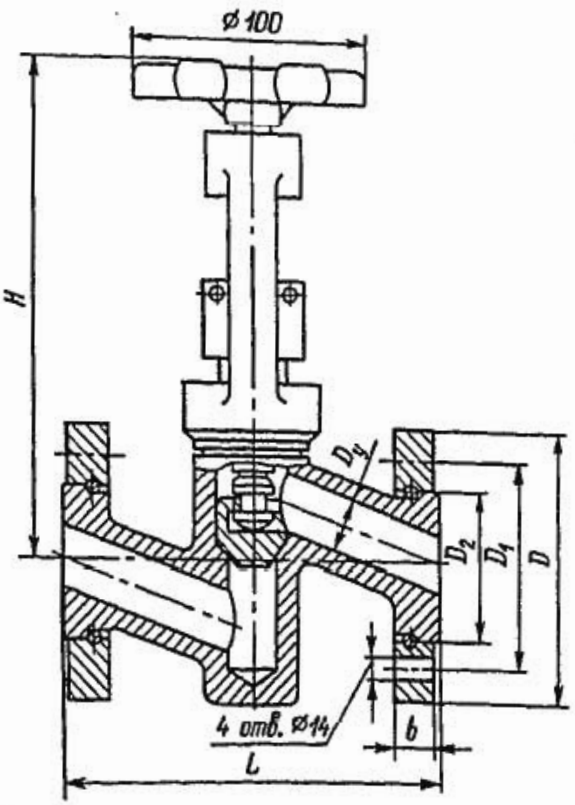


Рис. 2.1.16. Клапан запорный 15нж65бк из коррозионно-стойкой стали на p_y = 1,6 МПа

Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 с присоединительными размерами по ГОСТ 12815, ряд 2. Управляются клапаны вручную маховиком. Максимальная сила на ободе маховика, необходимая для закрытия, 105 Н для клапанов D_y 15 мм и 180 Н для клапанов D_y 20 и 25 мм. Рабочая среда подается под золотник. Уплотнение запорного органа конусное, металл по металлу, с наплавкой уплотнительных поверхностей сплавом повышенной стойкости.

Таблица 2.1.17

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	b	H	Масса, кг
	мм						
15	130	95	65	42	12	200	3,6
20	150	105	75	55	16	229	4,9
25	160	115	85	62	16	232	7,1

Примечание. Клапан может быть изготовлен с патрубками под приварку.

Корпус, крышка, золотник, шпиндель и сальник в клапанах D_y 20 мм изготовляются из стали 06ХН28МДТ для рабочей температуры до 80 °С, в клапанах D_y 15 мм – из стали 14Х17Н2 и 10Х17Н13М3Т для рабочей температуры до 300 °С, в клапанах D_y 15 и 25 мм – из стали 10Х17Н13М3Т для рабочей температуры до 420 °С. При рабочей температуре до 300 °С допускается рабочее давление до 1,6 МПа, при рабочей температуре 420 °С допускается рабочее давление до 1,25 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа.

Клапаны запорные сильфонные из коррозионно-стойкой стали на p_y = 1,0 МПа с D_y 20 и 25 мм (рис. 2.1.17, табл. 2.1.18) цапковые и с D_y 32, 40, 50, 65, 80 и 100 мм (рис. 2.1.18, табл. 2.1.19) фланцевые. Условные обозначения 14нж17ст и 14нж17п. Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды с температурой до 200 °С (клапаны 14нж17п) и до 350 °С (клапаны 14нж17ст). Изготовляются и поставляются по техническим условиям ГОСТ 10421. Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу цапками по ГОСТ 2822 (клапаны D_y 20 и 25 мм) и фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 5 (клапаны D_y 32, 40, 50, 65, 80 и 100 мм) или патрубками под приварку (клапаны D_y 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100 мм). Управляются вручную маховиком (клапаны D_y 20 и 25 мм) и рукояткой (клапаны D_y 32, 40, 50, 65, 80 и 100 мм). Управление может осуществляться также дистанционно через шарнирную муфту (клапаны 14нж17ст и 14нж17п).

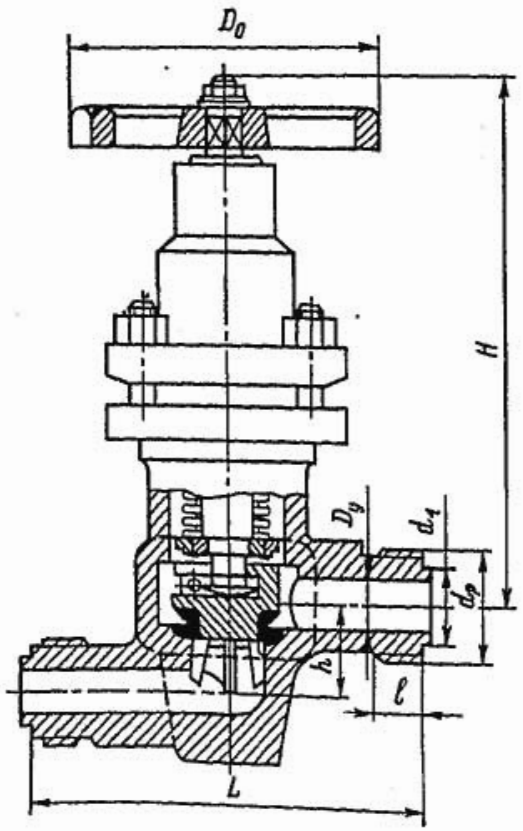


Рис. 2.1.17. Клапан запорный сильфонный 14нж17ст из коррозионно-стойкой стали на p_y = 1,0 МПа, D_y 32 мм

Таблица 2.1.18

D_y, мм	L	$d_р$	d_1	l	H	h	D_0	Масса, кг	
	мм							с цапками	с патрубками под приварку
20	150	М39×2	25	27	201	35	120	6,6	6,4
25	160	М48×2	32	26	200	40	120	6,6	6,4

Подвижное сопряжение шпинделя с крышкой герметизировано сильфоном. Рабочая среда подается под золотник. Уплотнительные поверхности корпуса и золотника клапана 14нж17ст наплавлены сплавом повышенной стойкости. Клапаны 14нж17п имеют уплотнение запорного органа из фторопласта-4. При температуре рабочей среды до 200 °С (клапаны 14нж17п и 14нж17ст) допускается рабочее давление до $p_р$ = 1,0 МПа, при температуре рабочей среды 350 °С (клапаны 14нж17ст) допускается рабочее давление до $p_р$ = = 0,85 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа. Материал основных деталей: корпус, золотник, шпиндель – сталь 12Х18Н9Т или 10Х17Н13М3Т, сильфон – сталь 08Х18Н10Т или 10Х17Н13М3Т, крышка – сталь 12Х18Н9Т.

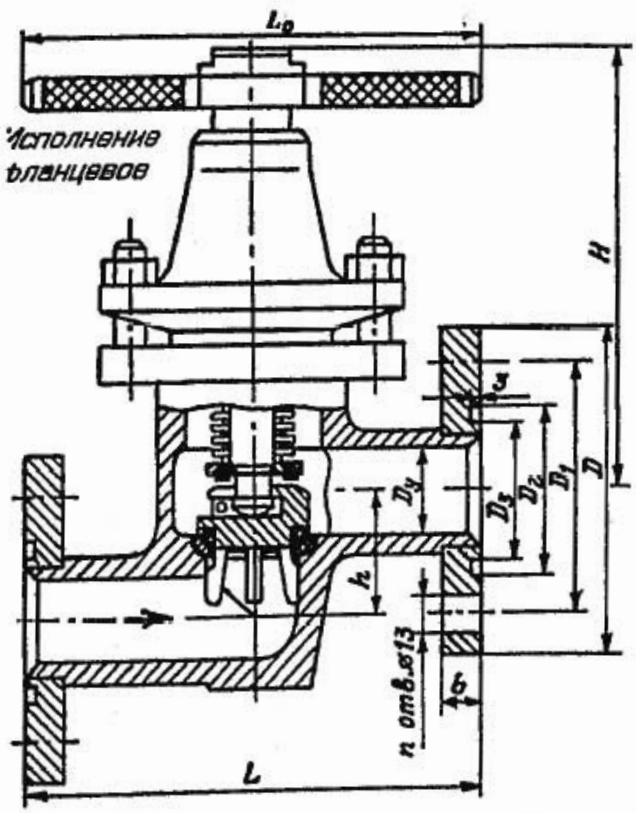


Рис. 2.1.18. Клапан запорный сильфонный 14нж17ст из коррозионно-стойкой стали на p_y = 1,0 МПа, D_y 100 мм

Таблица 2.1.19

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	D_3	b	H	h	L_0	n	Масса, кг	
	мм										с фланцами	с патрубками
32	180	135	100	66	50	16	200	45	200	4	14,4	10,6
40	200	145	110	76	60	18	196	55	200	4	14,8	10,8
50	230	160	125	88	72	18	194	65	200	4	17,3	12,6
65	290	180	145	110	94	20	218	84	260	4	27,4	25,5
80	310	195	160	121	105	20	220	95	260	4	45,7	31,4
100	350	215	180	150	128	22	243	120	320	8	63,1	56,3

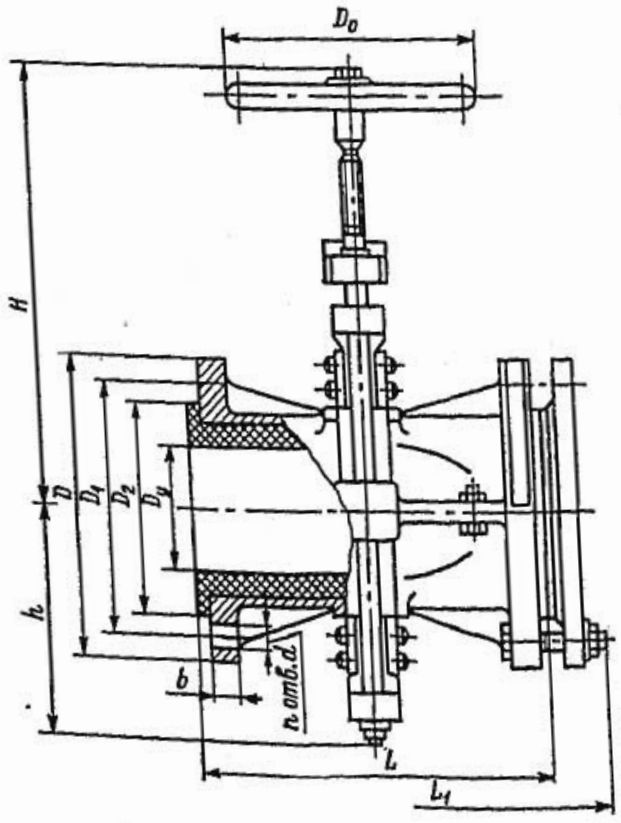


Рис. 2.1.19. Задвижка (затвор) шланговая 32а1р из алюминиевого сплава на $p_y = 0{,}6$ МПа

Задвижки по специальным исполнениям подразделяются на:

– шланговые из алюминиевого сплава;

– из титанового сплава;

– бронзовые;

– из коррозионно-стойкой стали.

Задвижки шланговые из алюминиевого сплава на p_y = = 0,6 МПа, D_y 25 ... 300 мм фланцевые (рис. 2.1.19, табл. 2.1.20). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие, вязкие, пульпообразные, сыпучие, слабоагрессивные и агрессивные среды с рабочей температурой до 80 °С. Марка материала резинового шланга зависит от транспортируемой среды. Условное обозначение

Таблица 2.1.20

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	d	b	H	h	D_0	n	Масса, кг	
	мм											без ответных фланцев	с ответными фланцами
25	127	177	120	90	72	14	13	146	60	80	4	3,0	5,9
32	139	191	130	100	78	14	13	166	68	80	4	3,7	7,0
40	162	214	140	110	86	14	13	207	86	120	4	4,8	8,5
50	186	238	160	130	102	14	13	232	98	120	4	5,8	10,3
65	204	264	185	150	126	18	13	277	117	120	4	7,5	14,4
80	–	300	205	170	140	18	15	297	146	200	4	11,1	18,8
100	–	370	235	200	168	18	15	329	170	200	8	13,2	24,9
125	–	390	260	225	200	18	17	395	204	240	8	22,8	35,1
150	–	425	290	275	225	18	17	448	232	240	8	26,8	43,5
200	–	470	340	305	290	18	19	528	290	320	8	41,4	60,2
300	–	990	485	445	400	23	19	720	416	500	12	99,6	142,4

задвижек 32а1р. Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении, кроме положения маховиком вниз. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815-80, ряд 2, исполнение 1. Принятые присоединительные размеры соответствуют ГОСТ на следующие ступени D_y:

D_y, мм	25	32	50	65	80	100	150	200	300
Размеры для фланцев на D_y, мм	32	40	65	80	100	125	175	225	350

Управляются задвижки вручную – маховиком. Запорный орган перекрывается путем пережима резинового шланга, расположенного внутри корпуса. Рабочая среда подается со стороны любого патрубка. При рабочей температуре до 80 °С допускается рабочее давление до p_p = 0,6 МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и непроницаемость материала корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = = 0,9 МПа. Материал основных деталей: корпус – алюминиевый сплав, шланг – резина, шпиндель – сталь.

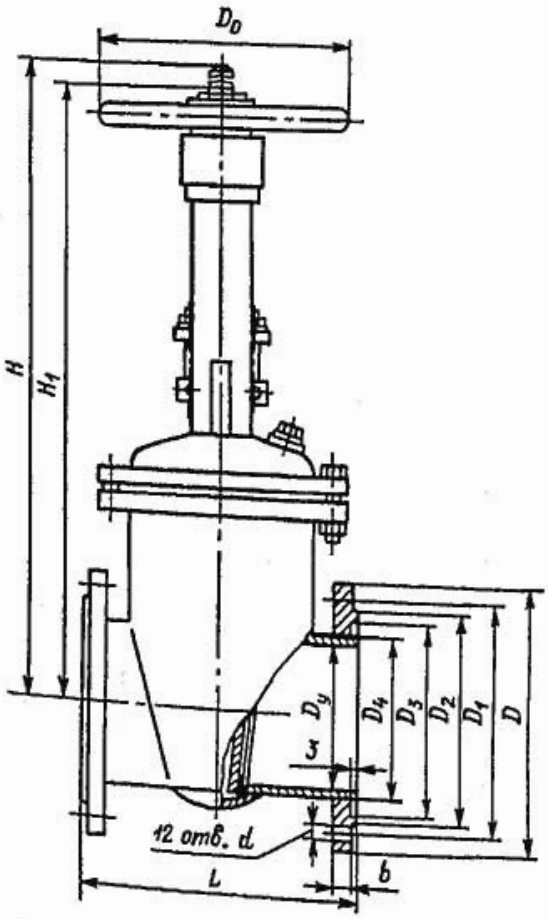


Рис. 2.1.20. Задвижка клиновая 30тн12п сварная из титано-вольфрамового сплава с выдвижным шпинделем на p_y = 2,5 МПа

Задвижки клиновые сварные из титано-вольфрамового сплава с выдвижным шпинделем на p_y = 2,5 МПа, D_y 200 и 250 мм фланцевые. Условное обозначение 30тн12п (рис. 2.1.20, табл. 2.1.21). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие растворы хлоридов, хромовой кислоты концентрации до 50 %, содержащие оксид хлора и влажный хлор, а также другие среды, по отношению к которым коррозионно стоек материал основных деталей задвижки, с рабочей температурой до 200 °С. Технические требования регламентированы ГОСТ 5762. Задвижки могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 5. Управляются задвижки вручную – маховиком. Максимальная сила на ободе маховика для задвижки D_y 200 мм при закрывании 340 Н, при открывании – 418 Н; для задвижки D_y 250 мм при закрывании 565 Н, при открывании – 835 Н.

Таблица 2.1.21

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	D_3	D_4	H	H_1	b	d	Масса, кг
	мм										
200	400	360	310	287	260	238	940	740	31	27	100
250	450	425	370	335	313	291	1135	880	33	30	141

Затвор запорного органа представляет собой двухдисковый клин с боковыми направляющими. Уплотнительные кольца в дисках клина – из фторопласта. При температуре рабочей среды до 50 °С допускается рабочее давление до $p_р = 2{,}5$ МПа; при 200 °С до $p_р = 1{,}75$ МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр} = 3{,}8$ МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка, клин и шпиндель – титано-вольфрамовый сплав ВТ1-0, штока – сталь, уплотнительные кольца сальника – фторопласт-4.

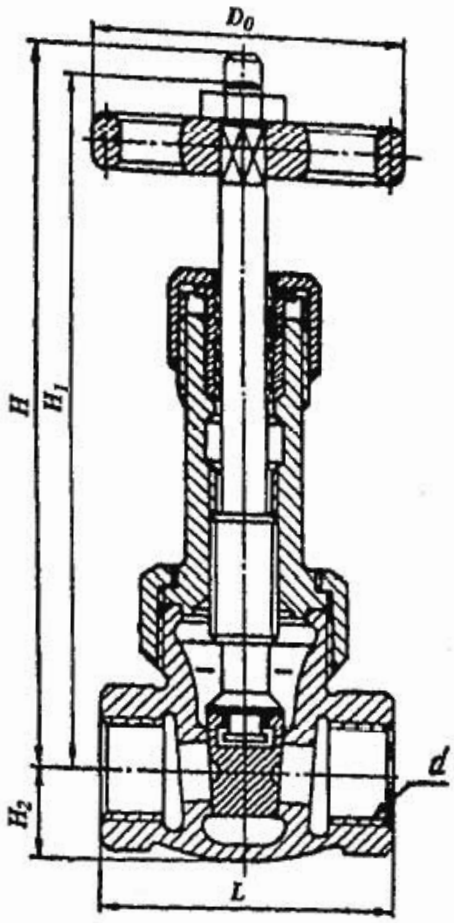


Рис. 2.1.21. Задвижка клиновая ЗКБ-25 с выдвижным шпинделем муфтовая бронзовая на $p_у = 2{,}5$ МПа

Задвижки клиновые с выдвижным шпинделем муфтовые бронзовые на $p_у = 2{,}5$ МПа (рис. 2.1.21, табл. 2.1.22). Условное обозначение ЗКБ-25. Предназначены для работы на жидких средах при температуре до 200 °С, требующих по своим свойствам применения бронзы. Задвижки могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Корпусные детали изготовляются из бронзы. Задвижки испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр} = 38$ МПа. При рабочей температуре среды $t_р = 200$ °С допускается рабочее давление среды $p_р = 20$ МПа.

Таблица 2.1.22

$D_у$, мм	L	H	H_1	H_2	D_0	Резьба коническая d, дюймы	Масса, кг
	мм						
15	60	165	145	15	65	1/2	1,1
20	75	190	160	20	65	3/4	1,9
25	80	220	190	30	100	1	2,7
32	90	255	215	30	100	1 1/4	3,8

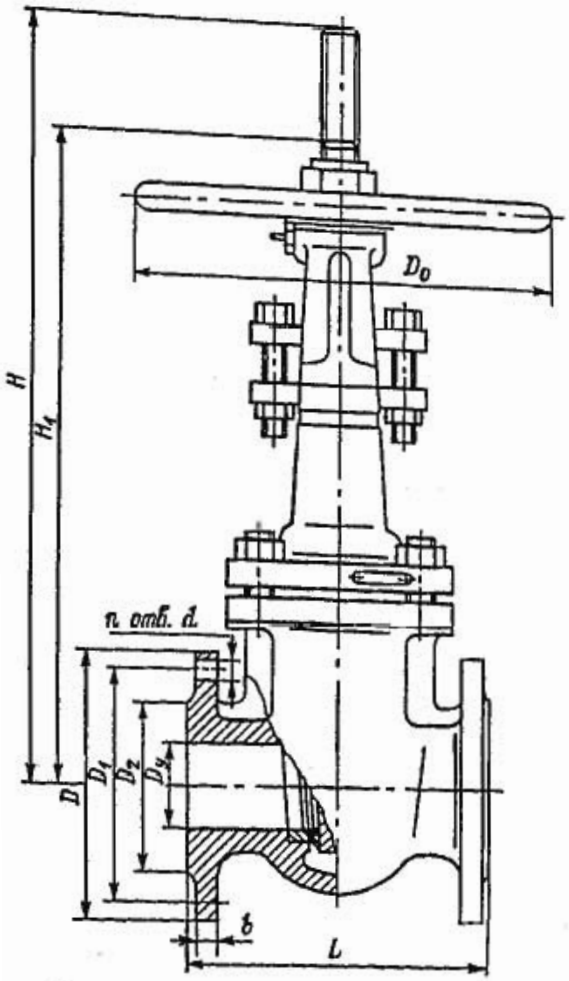


Рис. 2.1.22. Задвижка клиновая 30нж41ст из коррозионно-стойкой стали с выдвижным шпинделем на p_y = 1,6 МПа

Задвижки клиновые с выдвижным шпинделем из коррозионностойкой стали на p_y = 1,6 МПа, D_y 50, 80, 100 и 150 мм фланцевые. Условное обозначение 30нж41ст (рис. 2.1.22, табл. 2.1.23). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие агрессивные нефтепродукты с рабочей температурой до 510 °С и высокоагрессивные нефтепродукты с рабочей температурой до 200 °С. Температура окружающей среды допускается до –40 °С. Технические требования регламентированы ГОСТ 5762. Изготовляются и поставляются по ГОСТ 10194. Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, маховиком вверх. Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 1. Управляются вручную маховиком.

Задвижки имеют верхнее уплотнение, позволяющее при поднятом вверх до отказа шпинделе отключить сальниковую камеру от полости корпуса. Затвор запорного органа представляет собой сплошной клин с боковыми направляющими. Уплотнительные поверхности корпуса и клина наплавлены сплавом повышенной стойкости. При температуре рабочей среды до 200 °С допускается рабочее давление до p_p = 1,6 МПа; при 510 °С до p_p = 1,0 МПа. Гидравлическое испытание задвижек на прочность и непроницаемость корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Материал корпуса: сталь 12Х18Н9ТЛ, 12Х18Н12М3ТЛ.

Краны по специальным исполнениям подразделяются на:

- пробковые из полимеров (графитопласта, фторопласта);
- пробковые чугунные фаолитированные;
- шаровые сварные из титанового сплава.

Таблица 2.1.23

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	b	d	H	H_1	D_0	n	Масса, кг
	мм										
50	180	160	125	102	14	18	457	387	240	4	25
80	210	195	160	138	17	18	565	495	240	8	38
100	230	215	180	158	17	18	630	415	240	8	55
150	280	280	240	212	21	23	838	672	400	8	100

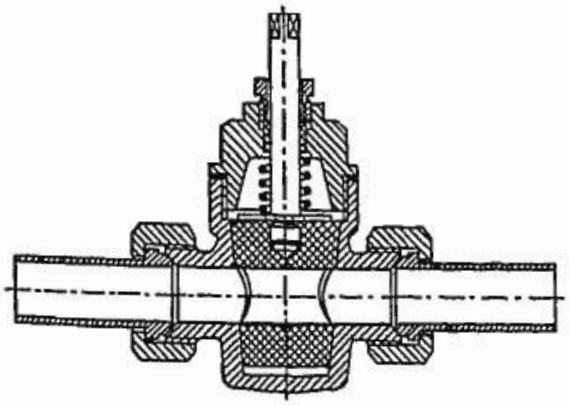


Рис. 2.1.23. Кран пробковый из коррозионно-стойкой стали с пробкой из фторопласта

Кран пробковый из коррозионно-стойкой стали с пробкой из ***фторопласта*** показан на рис. 2.1.23, из ***капрона*** – на рис. 2.1.24 и из ***графитопласта*** – на рис. 2.1.25.

Краны пробковые чугунные фаолитированные сальниковые на $p_y = 0{,}4$ МПа, D_y 25, 40, 50, и 65 мм фланцевые. Условное обозначение 11ч15п (рис. 2.1.26, табл. 2.1.24). Пред-

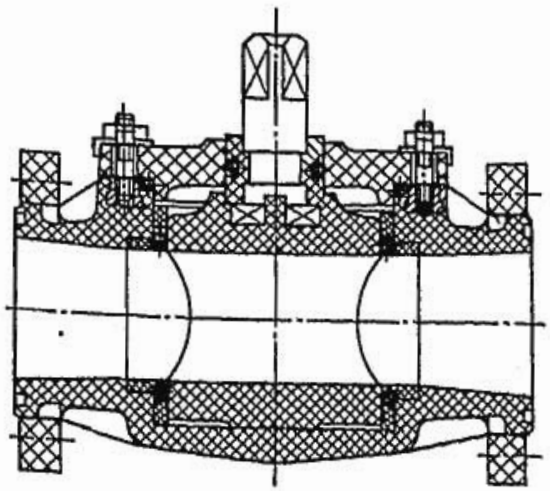


Рис. 2.1.24. Кран пробковый из капрона

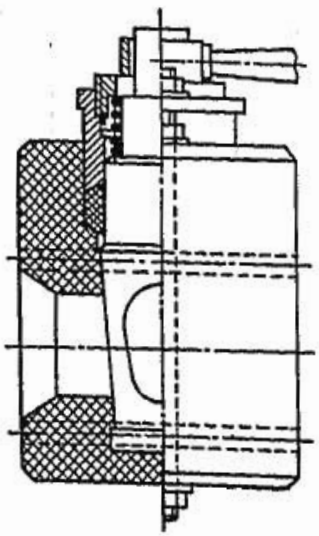


Рис. 2.1.25. Кран пробковый из графитопласта для агрессивных сред при высоких температурах

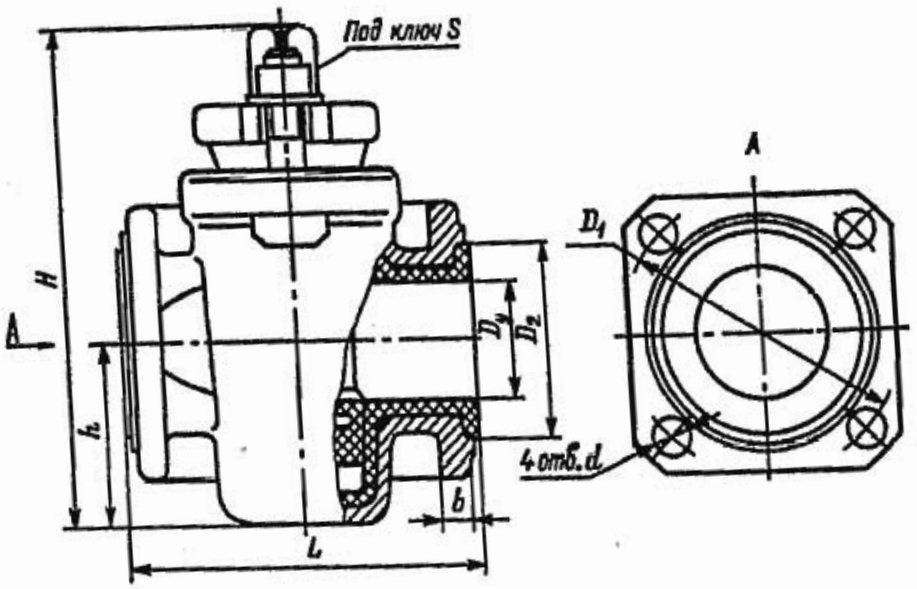


Рис. 2.1.26. Кран пробковый 11ч15п сальниковый чугунный фаолитированный на p_y = 0,4 МПа

Таблица 2.1.24

D_y, мм	L	B	D_1	D_2	b	d	H	h	S	Масса, кг
	мм									
25	110	95	90	60	13	14	155	55	17	3,5
40	150	110	110	80	13	14	198	72	22	6,7
50	170	125	130	100	13	14	225	80	27	9,6
65	220	140	150	115	15	18	277	94	36	14,6

назначены для установки на трубопроводы, транспортирующие агрессивные среды с рабочей температурой от 15 до 100 °С, в которых фаолит обладает коррозионной и тепловой стойкостью. Кран может устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 14368. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 1 на p_y = 0,6 МПа:

D_y крана, мм	25	40	50	65
Размеры для фланцев на D_y, мм	32	50	65	80

На торце квадрата пробки нанесена риска, указывающая направление прохода рабочей среды в пробке. Поверхности корпуса и пробки, соприкасающиеся с агрессивной средой, футерованы (покрыты) фаолитом.

При температуре рабочей среды до 100 °С допускается рабочее давление до $p_р$ = 0,4 МПа. Гидравлическое испытание кранов на прочность и непроницаемость материала корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,6 МПа.

Краны шаровые из титанового сплава (рис. 2.1.27, табл. 2.1.25).

Заслонки по специальным исполнениям подразделяются на:

- заслонки из титанового сплава;
- заслонки из коррозионно-стойкой стали.

Заслонки из титанового сплава (рис. 2.1.28 и табл. 2.1.26) обладают повышенной коррозионной стойкостью.

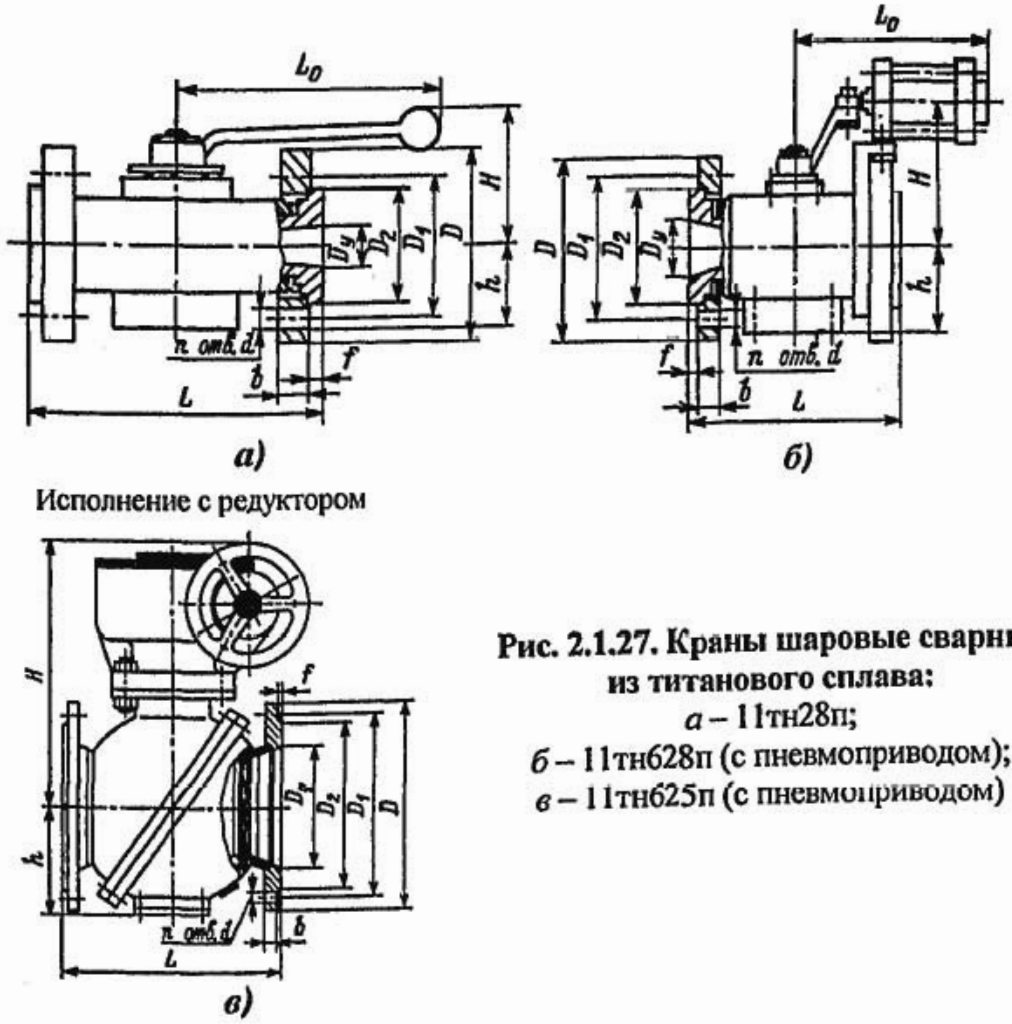


Рис. 2.1.27. Краны шаровые сварные из титанового сплава:
а – 11тн28п;
б – 11тн628п (с пневмоприводом);
в – 11тн625п (с пневмоприводом)

Таблица 2.1.25

Обозначение	D_y	L	D	D_1	D_2	f	b	H	h	L_0		n	Масса, кг
	мм												
11тн28п	10	160	90	60	40	6	16	72	45	170	14	4	3
	15	164	95	65	45	8	16	75	47	170	14	4	3,55
	25	175	115	85	68	8	18	86	57	212	14	4	6,28
	40	190	145	110	88	8	22	112	72	212	18	4	9,34
	50	200	160	125	102	8	22	115	80	212	18	4	11,8
11тн628п	15	164	95	65	45	8	16	90	40	230	14	4	7,65
	25	175	115	85	68	8	18	98	57	258	14	4	9,12
	40	190	145	110	88	8	22	126	72	260	18	4	14,3
	50	200	160	123	102	8	22	134	80	268	18	4	16,4
11тн625п	150	350	280	240	212	3	21	236	180	–	23	8	26,8
	200	350	335	290	268	3	21	380	180	–	23	8	81,2

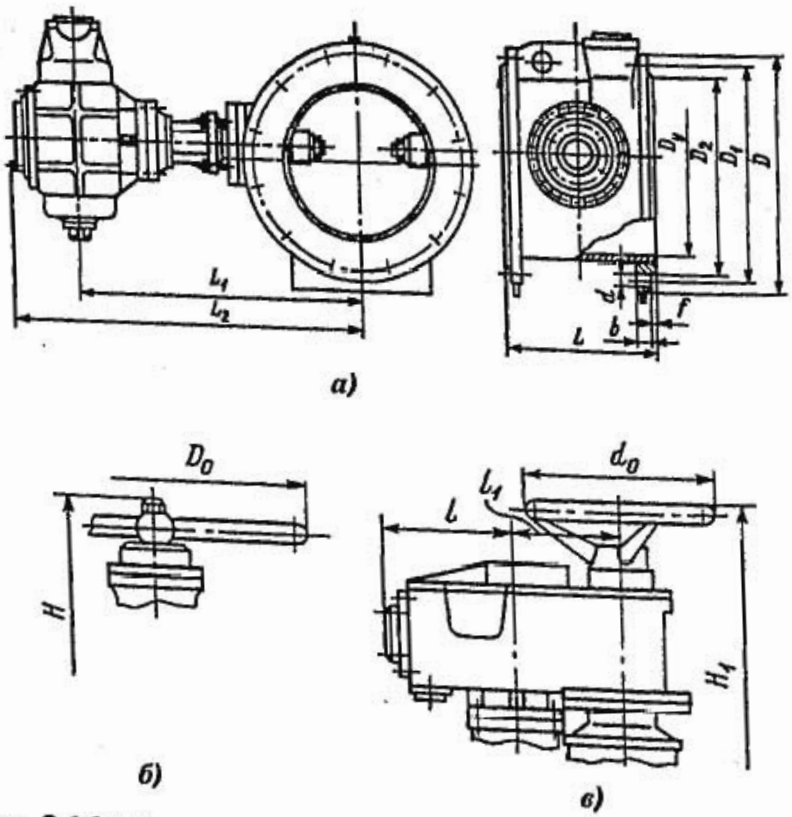


Рис. 2.1.28. Заслонка из титанового сплава с редуктором (*а*), основные размеры ручного (*б*) и электропривода (*в*)

Таблица 2.1.26

D_y, мм	L	L_1	L_2	D	D_1	D_2	H	H_1	b
	мм								
250	250	480	580	370	335	312	276	–	21
300	270	538	654	435	395	365	362	525	20
350	290	566	682	485	445	415	362	525	22
400	310	638	790	535	495	465	451	650	26
500	350	690	842	640	600	570	451	650	26
600	390	765	933	735	705	670	505	710	25
800	470	868	1040	975	920	880	523	753	27

D_y, мм	l	l_1	f	D_0	d_0	d	n	Масса, кг	
	мм							с маховиком	без маховика
250	–	–	3	320	–	18	12	79	–
300	150	114	4	320	200	22	12	112	140
350	150	114	4	320	200	23	12	122	150
400	468	495	4	400	290	23	16	209	253
500	468	495	4	400	290	23	16	221	265
600	468	495	5	400	290	27	20	473	516
800	462	564	5	400	320	30	24	517	588

Заслонки из коррозионно-стойкой стали на p_y = 0,6 МПа, D_y 400, 600, 1000 и 1200 мм с электроприводом фланцевые. Условное обозначение МА 99017.03 (рис. 2.1.29, табл. 2.1.27). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие сульфитный щелок с рабочей температурой до 145 °С. Технические требования регламентированы ГОСТ 13547. Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе с верти-

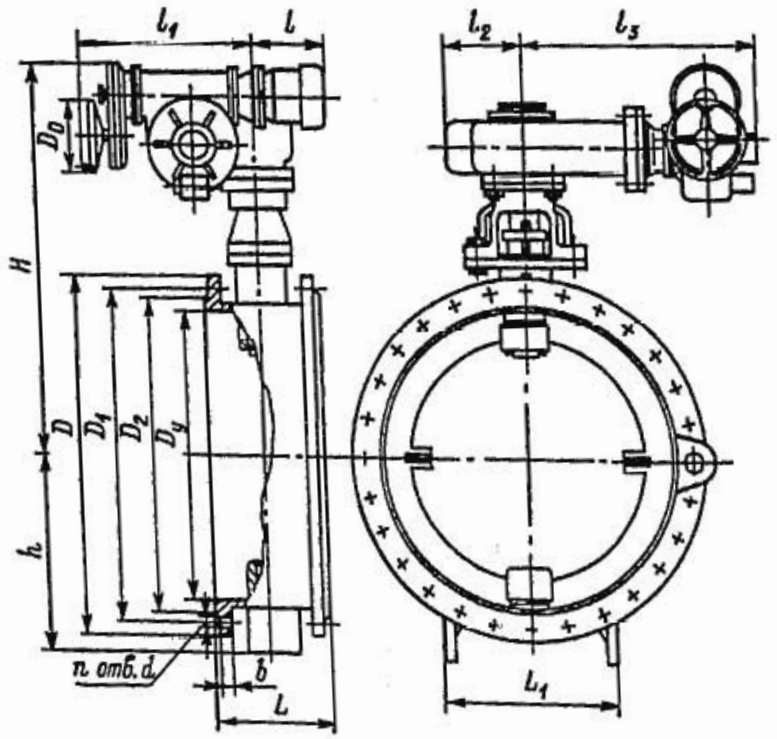


Рис. 2.1.29. Заслонка МА 99017.03 из коррозионно-стойкой стали с электроприводом на p_y = 0,6 МПа

Таблица 2.1.27

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	b	d	H
	мм							
400	240	340	535	495	465	26	23	850
600	300	490	755	705	670	25	27	1010
800	350	645	975	920	880	27	30	1155
1000	400	792	1175	1120	1080	31	30	1390
1200	450	720	1400	1340	1295	31	33	1686

D_y, мм	h	l	l_1	l_2	l_3	D_0	n	Масса, кг
	мм							
400	290	100	210	160	805	200	16	300
600	435	405	505	160	720	240	20	570
800	560	405	505	230	720	240	24	800
1000	675	300	595	230	800	240	28	1120
1200	800	308	715	320	1070	320	32	2040

кальным или горизонтальным расположением приводного вала. При этом необходимо приварить опору к корпусу заслонки согласно заказу-наряду. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 1. Направление потока среды, при котором заслонка герметична, указано на корпусе стрелкой.

Затвор запорного органа выполнен в виде поворотного диска, снабженного резиновым уплотнительным кольцом, закрепленным в канавке диска прижимным кольцом. Управляются заслонки при помощи электропривода в нормальном исполнении. Электропривод снабжен ручным дублером, позволяющим управлять заслонкой вручную при аварийном отсутствии электроэнергии.

При температуре рабочей среды до 145 °С допускается рабочее давление до $p_р$ = 0,6 МПа. Гидравлическое испытание заслонок на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Материал основных деталей: корпус, диск, сальник, прижимное кольцо – сталь 12Х18Н12М3ТЛ; приводной вал – сталь 10Х17Н13М3Т, уплотнительное кольцо – резиновый шнур; прокладка – паронит.

Исполнения коррозионно-стойкой регулирующей арматуры. Регулирующая арматура, как класс, участвует в регулировании технологических процессов в установках, обеспечивая постоянство или изменение по программе давления, температуры, состава или концентрации сред. Регулирование производится путем изменения расхода, расход изменяется принудительным изменением проходного отверстия в регулирующем органе арматуры.

По условиям работы арматура реализует следующие способы регулирования: периодическое ступенчатое ручное; периодическое ступенчатое автоматическое; непрерывное автоматическое регулирование.

Периодическое ступенчатое регулирование осуществляется регулирующими клапанами, а также запорными заслонками, кранами и задвижками. Регулирование в большинстве случаев осуществляется с использованием двухседельных регулирующих клапанов с пневматическим приводом (мембранным исполнительным механизмом – МИМ), в отдельных случаях с использованием регулирующих клапанов с электромоторным приводом. Когда по условиям работы необходимо герметичное перекрытие в затворе, устанавливают односедельные регулирующие клапаны. Для автономного регулирования используют регуляторы давления, для ручного – регулирующие клапаны. Важнейшей характеристикой исполнительных устройств является условная пропускная способность K_{Vy}.

Регулирующие клапаны по специальным исполнениям подразделяют на:

– регулирующие мембранные чугунные клапаны с внутренним защитным неметаллическим коррозионно-стойким покрытием (футерованные, эмалированные);

– регулирующие клапаны из коррозионно-стойкой стали.

Клапаны регулирующие НО и НЗ мембранные чугунные с внутренним защитным коррозионно-стойким неметаллическим покрытием (футерованные) с пневматическим мембранным исполнительным механизмом (МИМ) фланцевые на p_y = 1,0 МПа, D_y 10 и 15 мм; на p_y = 0,6 МПа, D_y 20, 25 и 32 мм; на p_y = 0,4 МПа, D_y 40 и 50 мм; на p_y = 0,3 МПа, D_y 80 и 100 мм. Условные обозначения: 25ч5п1 НО и 25ч7п1 НЗ; 25ч5п2 НО и 25ч7п2 НЗ (рис. 2.1.30, 2.1.31).

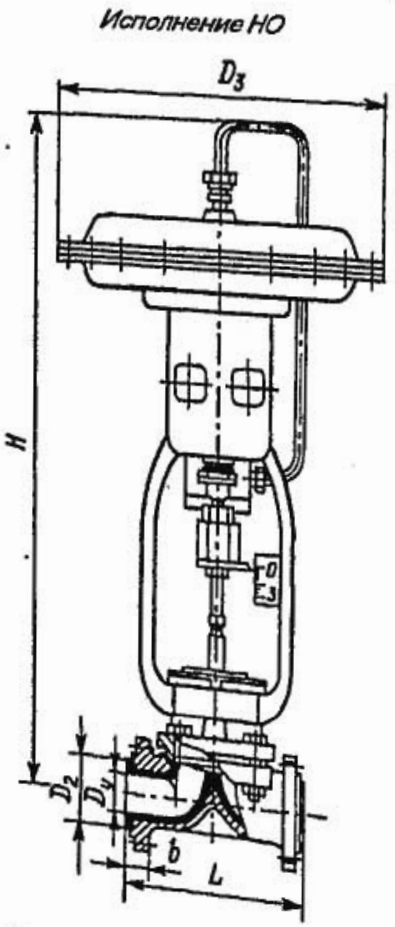


Рис. 2.1.30. Мембранный регулирующий клапан 25ч5п1 НО

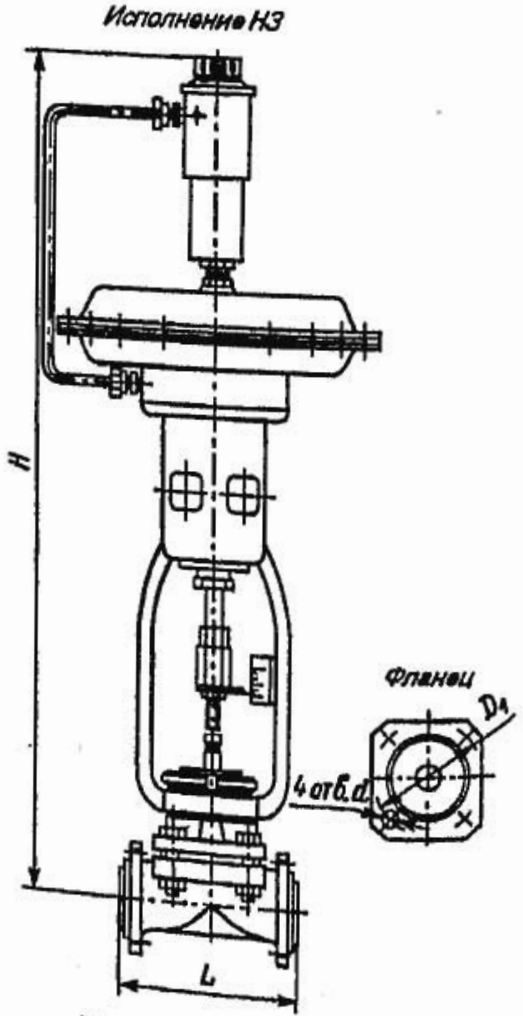


Рис. 2.1.31. Мембранный регулирующий клапан 25ч7п1 НЗ

Клапаны 25ч5п1 и 25ч7п1 предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды, не содержащие твердых частиц (азотную и серную кислоты концентрации до 50 %, плавиковую и соляную кислоты любой концентрации, растворы щелочей, солей, минеральных кислот, а также спирты любой концентрации) с рабочей температурой до 60 °С.

Клапаны 25ч5п2 и 25ч7п2 предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды, не содержащие твердых частиц (азотную и серную кислоты концентрации до 98 %; соляную, плавиковую, кремнефтористоводородную, уксусную, фосфорную кислоты и "царскую водку", перекись водорода; растворы солей минеральных кислот; бром, хлор, хлороводород, кислород, спирты, глицерин, бензин, керосин, минеральные масла любой концентрации) с рабочей температурой до 100 °С.

Технические требования регламентированы ГОСТ 16324 (для клапанов с D_y 10, 15, 20, 25, 32, 40 и 50 мм). Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении, предпочтительна установка на горизонтальном трубопроводе вертикально пневмоприводом вверх. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 1, на p_y = 1,0 МПа (клапаны с D_y 10, 15, 20, 25, 32, 40 и 50 мм); на p_y = 0,6 МПа (клапаны с D_y 80 и 100 мм). Основные габаритные и присоединительные размеры клапанов приведены в табл. 2.1.28.

Между корпусом и крышкой установлен затвор в виде гибкой мембраны. Для равномерного прижатия мембраны к седлу (перемычке) корпуса и предохранения от прорыва мембрана опирается на телескопическую опору, собранную из колец. При закрытом положении клапана через регулирующий орган допускается утечка воды Q:

D_y, мм	10	15	20	25	32	40	50	80	100
Q, г/мин	14	34	40	65	105	135	215	475	760

По требованию заказчика клапаны могут быть изготовлены с дублирующим сальником и резьбовым отверстием для присоединения датчика и сигнализатора прорыва мембраны. Управление клапанами производится при помощи пневматических мембранных исполнительных механизмов типов МИМ ППХ и МИМ ОПХ (табл. 2.1.29).

Таблица 2.1.28

D_y, мм	L	B	D_1	D_2	b	d	H		D_3	K_{vy}, $м^3/ч$	Масса, кг
							НО	НЗ			
	мм										
10	90	70	60	26	12	14	415	495	200	1,6	11,2
15	110	75	65	38	14	14	430	510	200	2,5	12,2
20	130	80	75	45	15	14	525	605	250	6,3	20,3
25	150	90	85	53	18	14	535	615	250	10	22,3
32	170	105	100	60	20	18	645	805	310	16	33,6
40	190	110	110	74	22	18	655	815	310	25	36,2
50	200	125	125	86	22	18	830	750	380	40	48,9
80	240	140	150	125	22	18	850	770	380	100	59
100	300	155	170	145	22	18	1100	1050	470	160	97

Таблица 2.1.29

D_y, мм	Исполнение клапана	Типоразмер исполнительного механизма
10, 15	НО	МИМ ППХ 160-6-02-11
20, 25	НО	МИМ ППХ 200-6-02-11
32, 40	НО	МИМ ППХ 250-10-02-11
50, 80, 100	НО	МИМ ППХ 320-16-02-11
10, 15	НЗ	МИМ ОПХ 160-10-02-11
20, 25	НЗ	МИМ ОПХ 200-10-02-11
32, 40	НЗ	МИМ ОПХ 250-16-02-11
50, 80, 100	НЗ	МИМ ОПХ 320-25-02-11

Типоразмер исполнительного механизма и дополнительные к нему блоки оговариваются при заказе клапана. Исполнительные механизмы могут быть следующих исполнений: без дополнительных блоков, с позиционным реле, с боковым ручным дублером, с верхним ручным дублером, с позиционером и боковым ручным дублером, с позиционером и верхним ручным дублером. К позиционеру подводится командное давление воздуха 0,02 ... 0,1 МПа и давление питания 0,25 МПа для клапанов D_y 15, 20 и 25 мм исполнений НО и НЗ и клапанов D_y 32 и 40 мм исполнения НО, а давление питания 0,4 ... 0,6 МПа для клапанов D_y 50, 80 и 100 мм исполнений НО и НЗ.

При рабочей температуре до 60 °С для клапанов 25ч5п1 и 25ч7п1 и до 110 °С для клапанов 25ч5п2 и 25ч7п2 допускается рабочее давление $p_p = p_y$. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпуса производится при пробном давлении $p_{пр} = 1{,}5p_y$. Материал основных деталей: корпус, крышка, крестовина – чугун; шток – сталь; кольца – капрон; мембрана и защитное покрытие – полиэтилен (клапаны 25ч5п1 и 25ч7п1) и фторопласт-42 (клапаны 25ч5п2 и 25ч7п2).

Клапаны регулирующие двухседельные из коррозионно-стойкой стали на $p_y = 4$ МПа, D_y 100, 150, 250 и 300 мм с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые. Условные обозначения: 25нж40нж18М1 и 26М1 НО; 25нж42нж18М1 и 26М1 НЗ; 25нж40нж9М и 25нж42нж30М (рис. 2.1.32, табл. 2.1.30–2.1.32). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газооб-

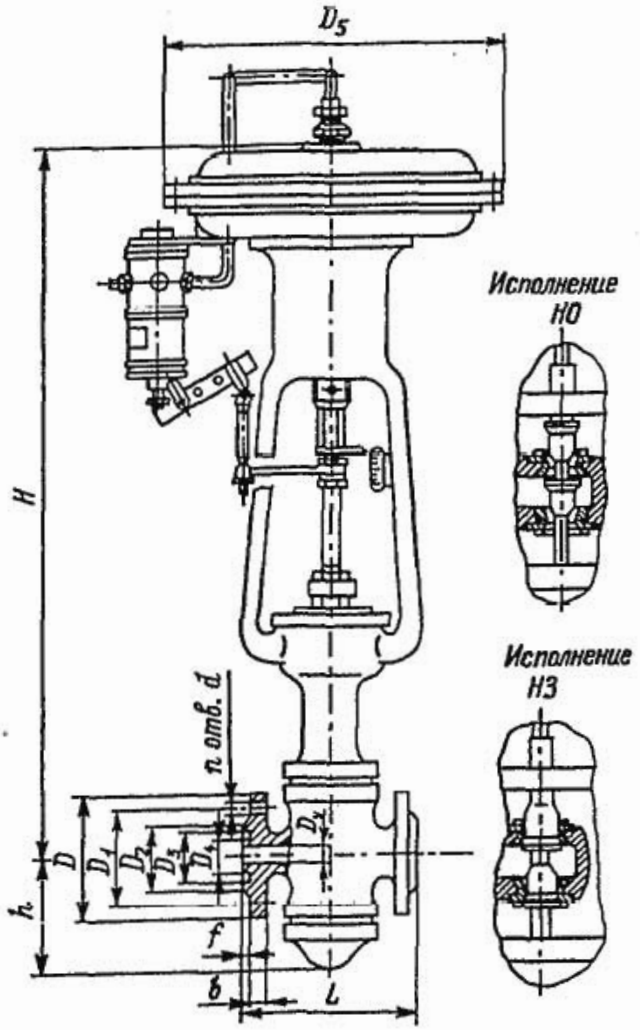


Рис. 2.1.32. Двухседельные регулирующие клапаны 25нж40нж НО и 25нж42нж НЗ

разные агрессивные среды с рабочей температурой до 220 °С (клапаны 25нж40нж18М1 и 25нж42нж18М1) и до 200 °С (клапаны 25нж40нж26М1, 25нж42нж26М1, 25нж40нж9М и 25нж42нж30М). Температура окружающей среды допускается от –30 до + 50 °С. Относительная влажность воздуха 30 … 80 % по всему диапазону температур.

Таблица 2.1.30

Наименование исполнительного механизма	Типоразмер МИМ для D_y, мм	
	100, 150	250, 300
Прямоходный прямого действия без дополнительных блоков	МИМ ППХ 400-60-10-11	МИМ ППХ 500-100-10-11
То же с верхним ручным дублером	МИМ ППХ 400-60-01 В-11	МИМ ППХ 500-11-01 В-11
То же с позиционером	МИМ ППХ 400-60-02-11	МИМ ППХ 500-100-02-11
То же с позиционером и верхним ручным дублером	МИМ ППХ 400-60-05 В-11	МИМ ППХ 500-100-05 В-11

Таблица 2.1.31

Условное обозначение клапана	D_y, мм
25нж40нж18М1 и 26М1 НО	100
25нж42нж18М1 и 26М1 НЗ	100
25нж40нж18М1 и 26М1 НО	150
25нж42нж18М1 и 26М1 НЗ	150
25нж40нж9М	250
	300
25нж42нж30М	250
	300

Таблица 2.1.32

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	D_3	D_4	f	b
	мм							
100	350	230	190	162	150	128	3	21
150	480	300	250	218	204	182	3	27
250	730	445	385	345	313	291	3	39
300	850	510	450	410	364	342	4	42

d	H	h	D_5	n	K_{Vy}, м³/ч		Масса, кг
мм					100 %	60 %*	(с МИМ)
23	1090	265	470	8	250	–	158
27	1140	325	470	8	630	–	230
33	1550	530	570	12	1600	1000	565
33	1610	610	570	16	2500	1600	816

* Для клапанов 25нж42нж30М.

Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении, но рекомендуется установка на горизонтальном трубопроводе вертикально (МИМ вверх). Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 с присоединительными размерами по ГОСТ 12815-80 ряд 2, исполнение 5 или 9. По требованию заказчика клапаны могут быть изготовлены с ответными фланцами под приварку к трубопроводу.

Пропускная характеристика плунжера – линейная для клапанов 25нж40нж18М1 и 26М1, 25нж42нж18М1 и 26М1, 25нж40нж9М D_y 250 мм и равнопроцентная для клапанов 25нж42нж30М D_y 250 и 300 мм. Для клапанов 25нж40нж9М D_y 300 мм пропускная характеристика не регламентируется. Допустимый перепад давления для жидких сред на клапанах 25нж40нж18М1 и 26М1, а также 25нж42нж18М1 и 26М1 не должен превышать 1,2 МПа, на клапанах 25нж40нж9М и 25нж42нж30М – 0,7 МПа, а для газообразных сред – 1,2 МПа. Управление клапанами производится пневматическими мембранными исполнительными механизмами по ГОСТ 13373 (см. табл. 2.1.31). Необходимый типоразмер мембранного исполнительного механизма указывается в заказе.

Диапазон командного давления воздуха, при котором осуществляется полный ход плунжера, 0,02 … 0,1 МПа. Нечувствительность допускается не более 0,003 МПа. Относительная утечка через закрытый регулирующий клапан допускается не более 0,05 % от K_V по ГОСТ 23866. Материал основных деталей клапанов D_y 100 и 150 мм: корпус, крышка – сталь 12Х18Н9ТЛ; клапанов D_y 250 и 300 мм: корпус, крышка – сталь 12Х18Н12М3ТЛ; во всех клапанах седло, шток, плунжер – сталь 14Х17Н2; прокладка и набивка сальника в клапанах 25нж40нж18М1 и 25нж42нж18М1 – фторопласт-4, в клапанах 25нж40нж26М1 и 25нж42нж26М1, 25нж40нж9М и 5нж42нж30М прокладка – фторопласт-4, набивка сальника – ФУМ-В.

Регуляторы давления прямого действия работают автономно, без применения посторонних источников энергии, используя энергию рабочей среды, транспортируемой по трубопроводу установки. По специальным исполнениям их подразделяют на:

– регуляторы для поддержания давления на требуемом уровне "после себя";

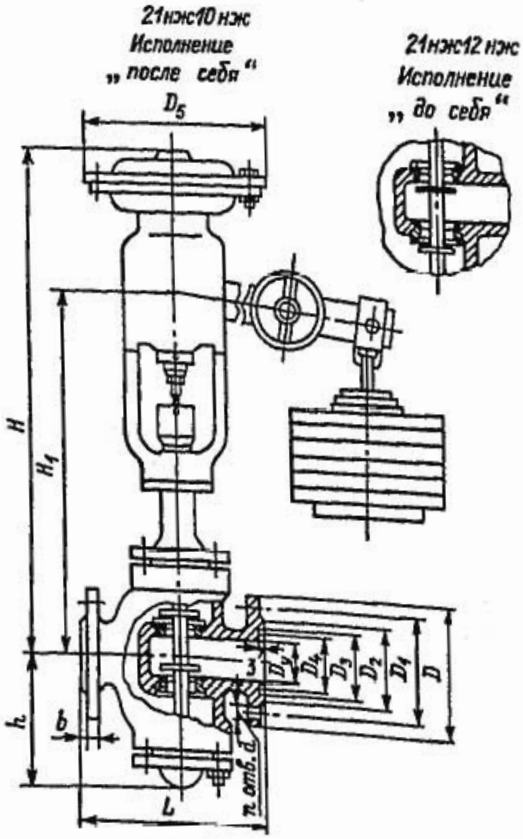


Рис. 2.1.33. Двухседельные регуляторы давления 21нж10нж и 21нж12нж

– регуляторы для поддержания давления на требуемом уровне "до себя".

Применяются регуляторы давления с мембранным и поршневым, пружинным и рычажно-грузовым исполнительными механизмами.

Для химически активных сред выпускаются рычажно-грузовые двухседельные регуляторы давления из коррозионностойкой стали с двухтарельчатым плунжером и мембранным исполнительным механизмом на p_y = 1,6 МПа, D_y 50, 80, 100 и 150 мм фланцевые (рис. 2.1.33, табл. 2.1.33). Условные обозначения 21нж10нж "после себя" и 21нж12нж "до себя".

Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие жидкие и газообразные агрессивные среды с ра-

Таблица 2.1.33

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	D_3	D_4	b	d	H	H_1	h	n	K_V, м³/ч
	мм												
50	230	160	125	102	88	72	17	18	637	375	160	4	40
80	310	195	160	138	121	105	19	18	690	480	210	8	100
100	350	230	190	158	150	128	21	22	750	540	280	8	160
150	480	300	250	212	204	182	27	26	815	540	360	8	360

бочей температурой до 300 °С. Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально мембранной головкой вверх. Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 5 на p_y = 4 МПа. При эксплуатации регулятора в мембранную головку заливают воду, которая служит управляющей средой, передающей на мембрану давление рабочей среды. Температура воды не должна превышать 90 °С.

Клапаны могут поддерживать давление в диапазоне от 0,015 до 1,3 МПа. Для работы в требуемом интервале давлений на рычаг устанавливается соответствующий набор грузов. Применяются три или четыре сменные мембранные головки, каждая из которых соответствует определенному диапазону регулируемого давления. Размер мембранной головки, а также масса груза в зависимости от диапазона регулируемого давления приведены в табл. 2.1.34. Настройка на требуемое давление в пределах диапазона производится перемещением подвижного груза при установке регулятора в систему.

Степень неравномерности действия регуляторов составляет 20 % от первоначально настроенного редуцированного (отрегулированного) давления. Нечувствительность регуляторов D_y 50 и 80 мм допускается до 0,03 МПа. Рабочая среда подается под плунжер. При температуре рабочей среды до 200 °С допускается рабочее давление до p_p = 1,6 МПа. При температуре рабочей среды 300 °С допускается рабочее давление p_p = 1,4 МПа. Гидравлические испытания на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производятся при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка – сталь 12Х18Н9ТЛ; плунжер, седло, шток, диск – сталь 14Х17Н2; верхняя чашка – чугун СЧ 18-36; прокладка – паронит; набивка сальника – кольца из фторопласта-4.

Таблица 2.1.34

Диапазон регулируемого давления, МПа	Мембранные головки		Грузы				Масса регулятора с грузами, кг при D_y регулятора, мм			
	D_5, мм	Номер головки	Количество гирь массой, кг			Общая масса, кг				
			5	3	1		50	80	100	150
0,015…0,065	385	3	2	–	2	12	77,9	102,4	123,2	184,5
0,065…0,085	385	3	3	–	2	17	82,9	107,4	128,2	189,5
0,085 … 0,1	385	3	4	–	1	21	86,9	111,4	132,2	193,5
0,1 … 0,2	235	2	1	1	–	8	61,1	85,6	106,4	167,7
0,2 … 0,25	235	2	2	–	1	11	64,1	88,6	109,4	170,7
0,25 … 0,35	235	2	3	1	–	18	71,1	95,6	116,4	177,7
0,35 … 0,5	235	2	6	–	–	30	83,1	107,7	128,4	189,7
0,5 … 0,8	195	1	3	–	2	17	61,1	91,6	112,4	173,7
0,8 … 0,95	195	1	4	–	1	21	71,1	95,6	116,4	177,7
0,95 … 1,3	195	1	6	–	–	30	80,1	104,6	125,4	186,7

Клапаны регулирующие угловые из коррозионно-стойкой стали (рис. 2.1.34, табл. 2.1.35) p_y = 10 МПа, D_y 6, 10, 15, 25, 32 и 40 мм фланцевые. Условные обозначения 15нж42бк1 и 15нж42бк2. Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие азотную кислоту концентрации до 98 % с рабочей температурой до 80 °С (клапаны 15нж42бк1); газообразный кислород и нитрозные газы рабочей температурой до 100 °С (клапаны 15нж42бк2). Технические требования регламентированы ГОСТ 5761. Клапаны могут быть установлены на трубопроводы в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу резьбовыми фланцами по ГОСТ 9399 на p_y = 20 МПа с патрубками под линзовое уплотнение по ГОСТ 9400 (клапаны D_y 6 мм) и с фланцами по ГОСТ 12821 ряд 2, исполнение 6 на p_y = 10 МПа (клапаны D_y 10, 15, 25, 32 и 40 мм).

По требованию заказчика клапаны могут быть поставлены с комплектом ответных деталей. Управляются клапаны вручную маховиком. Максимальный крутящий момент на маховике при управлении клапаном $M_{кр}$:

D_y, мм	6	10	15	25	32	40
$M_{кр}$, Н · м	4,5	6,0	12	33	45	90

Рабочая среда подается под золотник. Уплотнение запорного органа конусное. На запорном органе допускается перепад давления в процессе регулирования не более 1,5 МПа. При температуре рабочей среды до 100 °С допускается рабочее давление до $p_р$ = 10 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 15 МПа. Материал основных деталей клапанов 15нж42бк1: корпус, патрубок и шток – сталь 12Х18Н12С4ТЮ; шпиндель – сталь 14Х17Н2; клапанов 15нж42бк2: корпус и патрубок – сталь 12Х18Н10Т; шток – сталь 14Х17Н2; шпиндель – сталь 40Х.

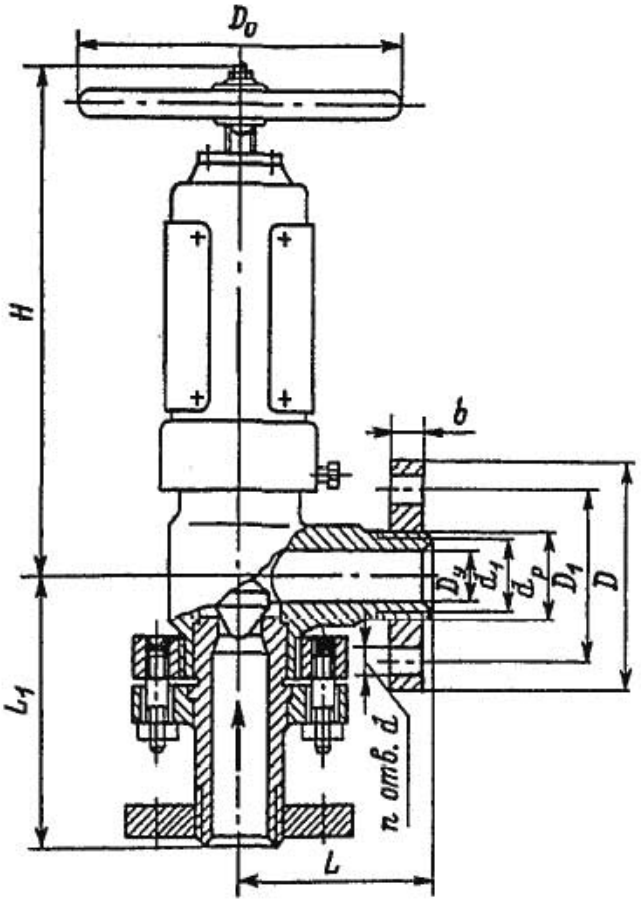


Рис. 2.1.34. Регулирующий клапан угловой 15нж42бк

Таблица 2.1.35

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	b	d	$d_р$	d_1	H	D_0	n	Масса, кг
	мм											
6	85	110	70	42	15	14	М14 × 1,5	10	235	80	3	5,5
10	85	125	100	70	16	14	М24 × 1,5	18	234	80	4	6,3
15	105	150	105	75	18	14	М33 × 1,5	24	282	120	4	10,9
25	120	170	135	100	22	18	М42 × 1,5	35	312	160	4	18,1
32	120	185	150	110	22	22	М48 × 1,5	43	312	160	4	19,9
40	130	194	165	125	23	22	М64 × 1,5	52	396	240	4	34,2

Исполнения коррозионно-стойкой предохранительной арматуры. Предупреждение аварий на оборудовании установок, находящихся под давлением, в случае чрезмерного повышения давления может достигаться двумя способами: сбросом из обслуживаемого объекта избыточного количества рабочей среды или отключением обслуживаемого объекта или его части от участка, из которого поступает рабочая среда. Для реализации первого способа используется предохранительная арматура.

Наиболее широко используются предохранительные клапаны. Они работают в режиме НЗ и находятся в открытом положении только до тех пор, пока в обслуживаемом объекте давление не снизится до заданного. Клапаны должны полностью открываться при повышении давления на 10 %. Это создает трудности по обеспечению герметичности в запорном органе по силовым параметрам, причем особенно для клапанов с малыми диаметрами прохода. При высоких требованиях по герметичности в запорном органе используют мембранные предохранительные устройства.

Предохранительные клапаны подразделяются на клапаны [4]:

- грузовые с прямым нагружением золотника;
- грузовые рычажные;
- пружинные с прямым нагружением золотника;
- пружинные рычажные;
- пружинные с вспомогательным поршнем. .

Клапаны пружинные рычажные используются очень ограниченно. Клапаны пружинные с вспомогательным поршнем используются при высоких требованиях к герметичности в затворе.

Грузовые предохранительные клапаны с прямым нагружением золотника в основном применяются для защиты аппаратов, работающих при низком давлении.

Клапаны предохранительные малоподъемные однорычажные фланцевый D_y 50, 80 мм, p_p = 0,2 ... 2,5 МПа (рис. 2.1.35, табл. 2.1.36). Они по исполнению имеют более широкое распространение, чем грузовые, так как позволяют в больших пределах изменять давление срабатывания. Они просты по конструкции и обеспечивают постоянство нагрузки на затвор; недостатки – большие габариты, склонность к вибрациям.

Клапан предохранительный малоподъемный пружинный фланцевый 17с24нж (рис. 2.1.36, табл. 2.1.37), D_y 50, 80 мм, p_p = 1,6 ... 4,0 МПа. Наиболее распространенные, так как имеют малые габариты при больших проходных сечениях. Недостаток их состоит в том, что при подъеме золотника затвора возрастает сопротивление пружины вследствие ее сжатия.

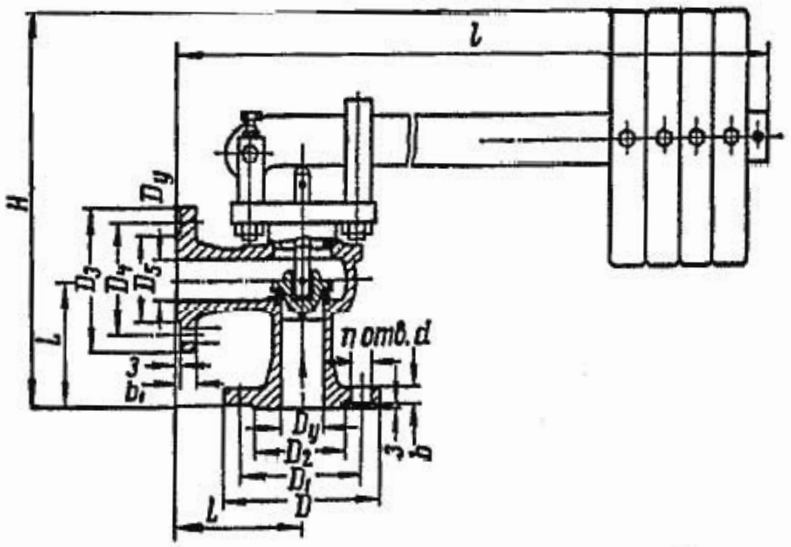


Рис. 2.1.35. Клапан предохранительный малоподъемный однорычажный фланцевый 17с3нж для $p_р$ = 0,2 ... 2,5 МПа

Таблица 2.1.36

D_y, мм	L	l	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	b	b_1	d	d_1	H	n	Масса без груза, кг
	мм														
50	125	800	160	125	102	160	125	102	17	14	18	18	375	4	20
80	155	1060	195	160	138	195	160	138	19	17	18	18	480	8	35

Клапан предохранительный полноподъемный пружинный фланцевый 17с22нж (рис. 2.1.37, табл. 2.1.38) D_y 50, 80 мм. Диапазоны рабочего давления в шести исполнениях от 0,05 до 1,6 МПа.

Таблица 2.1.37

D_y, мм	D_{y1}	L	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6
	мм								
50	80	115	160	125	102	88	195	160	138
80	100	150	195	160	138	121	215	180	158

b^*	b_1	d	H	l_0	d_c	n	Масса, кг
мм							
17	17	18	435	225	40	4	21,5
19	17	18	535	238	63	8	42

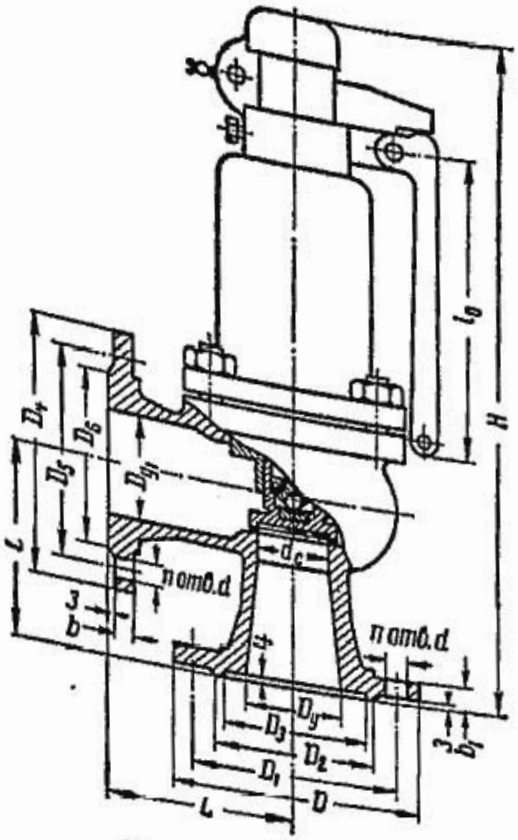


Рис. 2.1.36. Клапан предохранительный малоподъемный пружинный фланцевый 17с24нж для $p_р$ = 1,6 ... 4,0 МПа

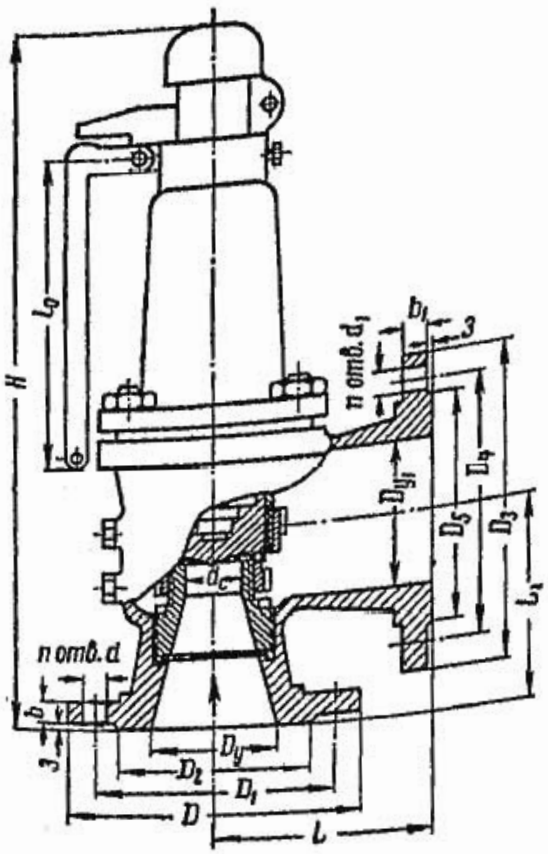


Рис. 2.1.37. Клапан предохранительный полноподъемный пружинный фланцевый 17с22нж

Таблица 2.1.38

D_y, мм	D_{y1}	L	L_1	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5
	мм								
50	80	122	88	160	125	102	195	160	138
80	100	145	135	195	160	138	215	180	158

b	b_1	d	d_1	H	l_0	d_c	n	Масса, кг
мм								
14	15	18	18	385	217	25	4	20,5
17	17	18	18	490	217	40	4	32,5

Мембранные предохранительные устройства по исполнениям подразделяются на устройства [8]:

- с разрывными мембранами;
- с ломающимися мембранами;
- с отрывными мембранами;
- со срезными мембранами;
- с выщелкиваемыми мембранами.

Мембраны разрывные для фланцев с плоской уплотнительной поверхностью на p_y = 1,0 МПа (рис. 2.1.38, табл. 2.1.39).

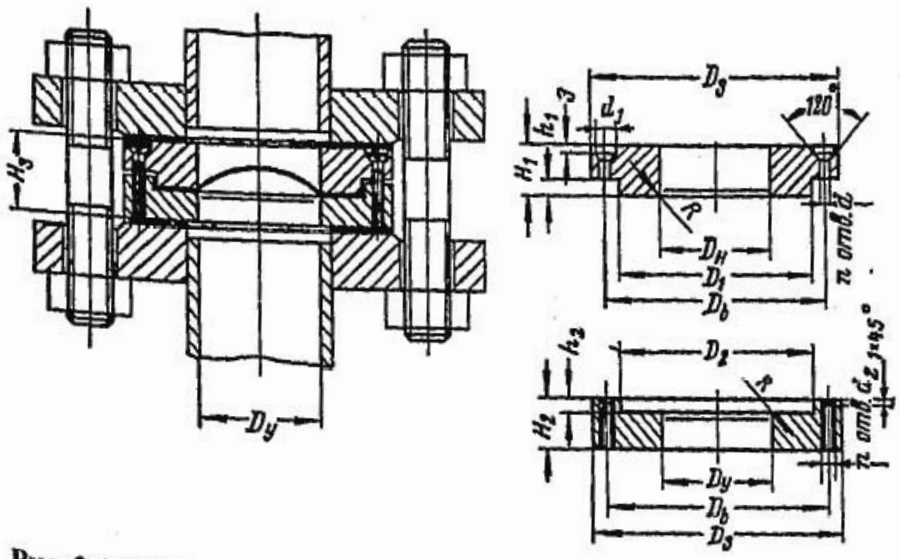


Рис. 2.1.38. Плоские узлы крепления предохранительных мембран для фланцев с плоской уплотнительной поверхностью

Таблица 2.1.39

D_y, мм	$D_н$	D_1	D_2	R	D_3	H_1	H_2	h_1	h_2	d	d_1	d_2	$D_в$	H_3	n
	мм														
25	25	47,8	48	1,0	68	12	12	4	3	4,5	7,6	М4	58	21	2
32	32	55,8	56	1,5	78	12	12	4	3	4,5	7,6	М4	67	21	2
40	40	65,8	66	1,5	88	12	12	4	3	4,5	7,6	М4	77	21	2
50	50	75,8	76	1,5	102	15	12	4	3	4,5	7,6	М4	89	24	2
65	65	95,5	96	2,0	122	20	12	4	3	4,5	7,6	М4	109	29	2
80	80	111,5	112	2,5	130	24	12	4	3	4,5	7,6	М4	120	33	2

Окончание табл. 2.1.39

D_y, мм	$D_н$	D_1	D_2	R	D_3	H_1	H_2	h_1	h_2	d	d_1	d_2	$D_в$	H_3	n
	мм														
100	100	137,5	138	2,5	158	30	15	4	3	4,5	7,6	М4	148	42	2
125	125	165,5	166	3,0	188	35	15	4	3	4,5	7,6	М4	177	47	4
150	150	187,5	188	3,5	212	40	15	4	3	4,5	7,6	М4	200	52	4
175	175	209,0	210	4,0	242	45	15	4	3	4,5	7,6	М4	226	57	4
200	200	239,0	240	4,5	268	50	15	4	3	4,5	7,6	М4	254	62	4
225	225	259,0	260	5,0	295	50	20	4	3	4,5	7,6	М4	277	67	4
250	250	299,0	300	5,0	320	50	20	4	3	4,5	7,6	М4	310	67	4
300	300	355,0	356	5,0	370	50	20	5	4	3,5	6,2	М3	334	66	4
350	350	409,0	410	5,0	430	50	20	5	4	4,5	7,6	М4	420	66	4
400	400	461,0	462	5,0	482	50	20	5	4	4,5	7,6	М4	472	66	4

Мембраны разрывные для фланцев с уплотнительной поверхностью выступ–впадина на $p_y = 4{,}0 \ldots 10{,}0$ МПа (рис. 2.1.39, табл. 2.1.40).

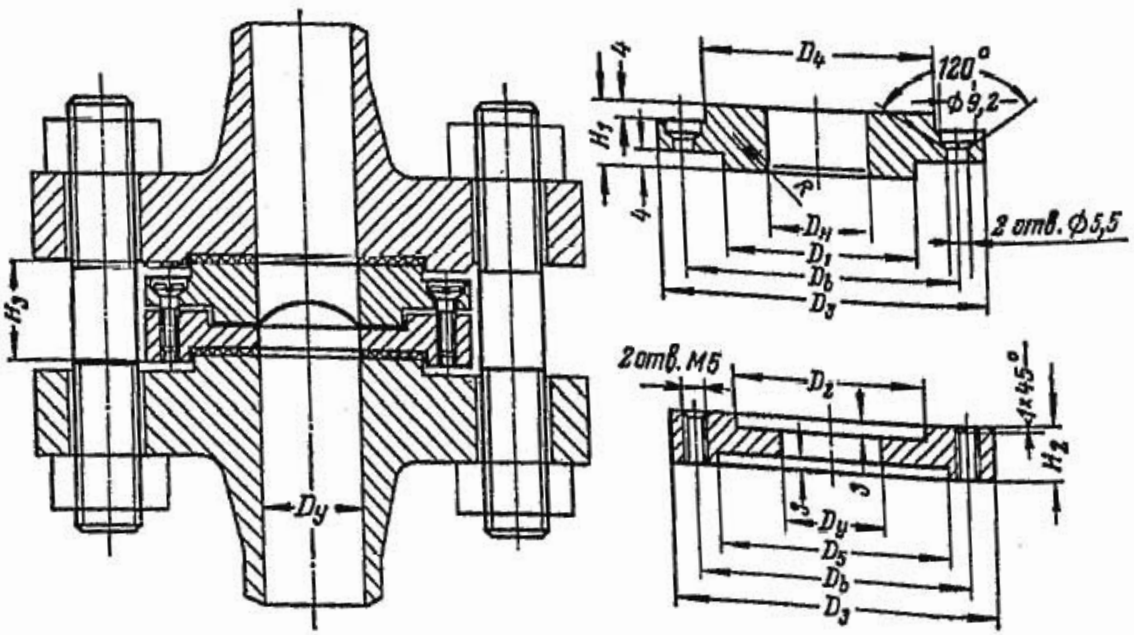


Рис. 2.1.39. Плоские узлы крепления предохранительных мембран для фланцев с уплотнительной поверхностью выступ–впадина на $p_y \geq 4{,}0$ МПа

Таблица 2.1.40

D_y, мм	$D_н$	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	$D_в$	H_1	H_2	H_3	R
	мм										
$p_y \le 6{,}4$ МПа											
25	25	47,8	48	80	57	58	68	15	12	24	1,0
32	32	55,8	56	87	65	66	75	15	12	24	1,5
40	40	65,8	66	98	75	76	86	15	14	26	1,5
50	50	75,8	76	110	87	88	98	15	14	26	1,5
65	65	95,5	96	134	109	110	121	20	14	31	2,0
80	80	111,5	112	144	120	121	132	24	15	36	2,5
$6{,}4 \le p_y \le 10{,}0$ МПа											
25	25	47,8	48	80	57	58	68	15	12	24	1,0
32	32	55,8	56	87	65	66	75	15	12	24	1,5
40	40	55,8	66	98	75	76	86	15	14	26	1,5
50	50	75,8	76	115	87	88	101	15	14	26	1,5

Исполнения коррозионно-стойкой защитной арматуры. Для предупреждения аварий на оборудовании, находящемся под давлением, отключается обслуживаемый объект или его часть от участка, из которого поступает рабочая среда. Для этой цели применяется защитная арматура.

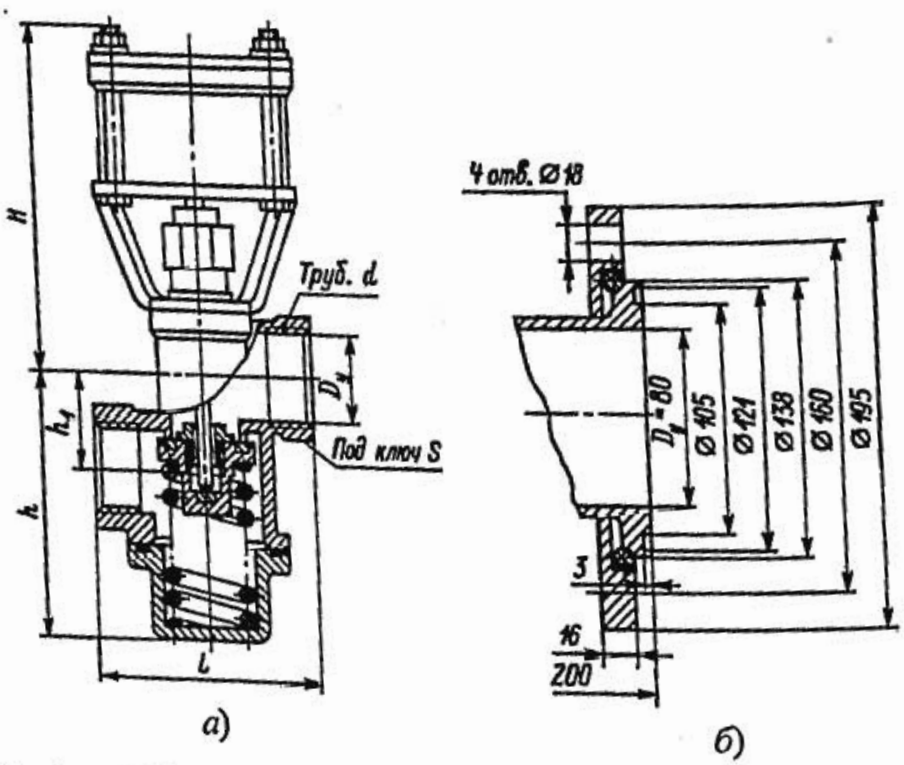
При нормальных условиях защитная арматура находится в режиме НО (нормально открытая). При аварийной ситуации (чрезмерном повышении или понижении давления, а также не предусмотренном условиями эксплуатации движении рабочей среды в обратном направлении) арматура закрывается, отключая обслуживаемый объект или его участок.

Отсечные клапаны представляют собой быстродействующие запорные клапаны с временем закрытия менее 1 с. Обратные клапаны в основном устанавливаются у насосов и отключают участок при изменении направления движения потока среды на обратное. Скоростные (импульсные) клапаны устанавливаются на импульсных линиях систем, по которым передаются командные сигналы или подается давление к измерительным приборам.

Отсечные клапаны по специальным исполнениям подразделяются на [12]:

- латунные;
- чугунные мембранные футерованные;
- из титановых сплавов;
- из коррозионно-стойкой стали.

Клапаны отсечные латунные на p_y = 0,5 МПа с пневмоприводом. Условное обозначение 22Б603р (рис. 2.1.40, табл. 2.1.41). Предназначены



а) *б*)

Рис. 2.1.40. Клапан отсечной 22Б603р латунный с пневмоприводом на p_y = 0,5 МПа:
а – муфтовый; *б* – фланцевый (для D_y 80 мм)

Таблица 2.1.41

D_y, мм	Резьба трубная *d*, дюймы	*L*	*H*	*h*	h_1	*S*	Масса, кг
		мм					
25	1	80	120	92	34	41	2,0
50	2	130	162	107	45	70	5,3
80	–	200	215	170	–	–	15

для установки на трубопроводы, транспортирующие воду, мыльно-содовый раствор и крахмал с рабочей температурой 10 ... 100 °С при температуре окружающей среды 10 ... 40 °С и относительной влажности до 90 %. Устанавливаются на трубопроводе вертикально, пневмоприводом вверх.

Клапаны D_y 25 и 50 мм присоединяют к трубопроводу резьбовыми муфтами по ГОСТ 6527 на p_y = 1,6 МПа с внутренней трубной дюймовой резьбой, клапаны D_y 80 мм присоединяют фланцами. В клапанах D_y 25 и 50 мм рабочая среда подается на золотник, в клапанах D_y 80 мм – под золотник. Для повышения герметичности запорного органа в закрытом положении золотник прижимается к седлу пружиной. Уплотнение в запорном органе плоское. Управление клапанами дистанционное, с помощью пневмопривода. Давление управляющего воздуха 0,5 МПа, время открытия до 1 с. При температуре рабочей среды до 100 °С допускается рабочее давление до 0,5 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,75 МПа. Материал основных деталей: корпус и крышка – латунь, шток – сталь; уплотнительное кольцо в запорном органе – фторопласт-4.

Клапаны отсечные чугунные мембранные футерованные на p_y = = 0,6 МПа, D_y 50, 80, 120, 125, 150, 200, 250 и 300 мм с пневмоприводом. Условные обозначения 22ч6гм НО и 22ч7гм НЗ (рис. 2.1.41, табл. 2.1.42). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие слабоагрессивные среды, не содержащие взвешенных твердых частиц, с рабочей температурой до 60 °С. Могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 3, на p_y = 1,0 МПа.

Внутренняя поверхность корпуса и наружная поверхность деталей, соприкасающихся с рабочей средой, покрыта наиритом, а золотника – резиной. Управление клапанами – дистанционное от пневмогидропривода с применением электропневматического блока управления. Управляющая среда – воздух или вода давлением 0,4 ... 0,6 МПа. Время открытия или закрытия клапана – не более 20 с. При подаче управляющей среды в полость нижней крышки клапан НО закрывается, а клапан НЗ – открывается. При отсутствии давления управляющей среды управление клапаном производится при помощи ручного дублера – маховика.

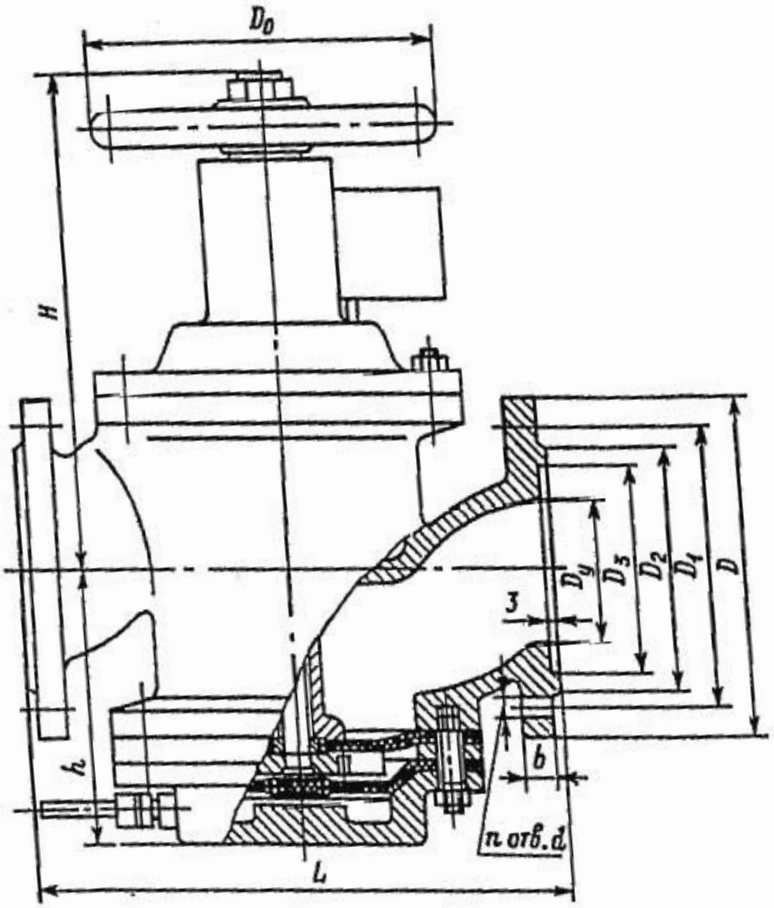


Рис. 2.1.41. Клапан отсечной 22ч7гм НЗ чугунный мембранный футерованный с пневмоприводом на $p_y = 0{,}6$ МПа

Таблица 2.1.42

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	D_3	b	d	H	h	D_0	n	Масса, кг
	мм											
50	230	160	125	102	88	17	18	230	134	200	4	26
80	310	195	160	138	121	19	18	280	158	200	4	49
100	350	215	180	158	150	19	18	290	167	200	8	56
125	400	245	210	188	176	21	18	305	182	200	8	69
150	480	280	240	212	204	21	23	375	210	240	8	108
200	600	335	295	268	260	23	23	430	255	360	8	164
250	730	390	350	320	313	25	23	510	285	500	12	284
300	850	440	400	370	364	25	23	600	425	560	12	391

Клапаны могут изготовляться с сигнализатором крайних положений золотника. Рабочая среда подается под золотник. Коэффициент гидравлического сопротивления ξ клапанов имеет следующие значения:

D_y, мм	50	80	100	125	150	200	250	300
ξ	2,2	3,2	4,1	4,5	5,1	5,8	6,3	6,4

При температуре рабочей среды 60 °С допускается рабочее давление до $p_р$ = 0,6 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка – чугун; шпиндель, шток, золотник – сталь.

Клапаны отсечные из коррозионно-стойкой стали или титанового сплава на p_y = 1,6 МПа, D_y 80, 100 и 150 мм с пневмоприводом. Условные обозначения 22нж620п и 22тн620п (рис. 2.1.42, табл. 2.1.43).

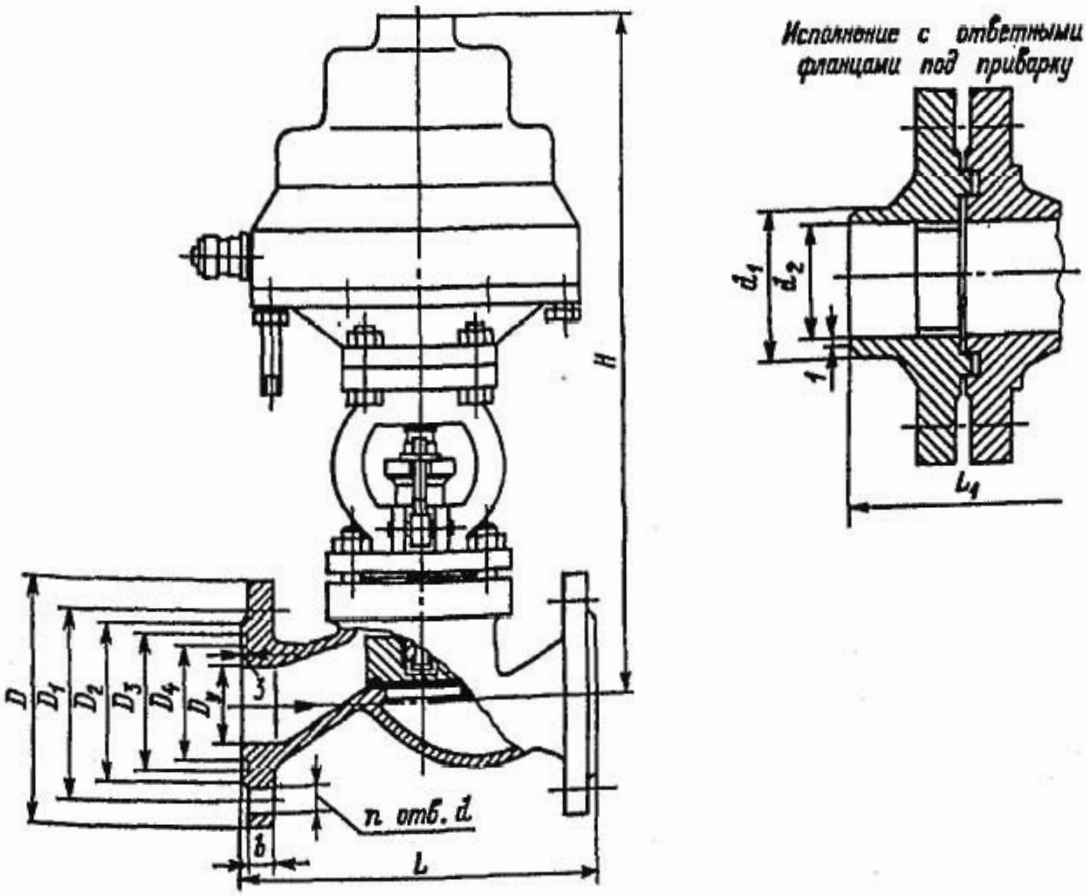


Рис. 2.1.42. Клапан отсечной 22нж620п из коррозионно-стойкой стали (22тн620п из титанового сплава) с пневмоприводом на p_y = 1,6 МПа

Таблица 2.1.43

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	D_3	D_4	d	b	d_1	d_2	H	n	Масса с фланцами, кг
	мм													
80	230	326	160	125	102	88	72	18	14	58	49	442	4	25,5
100	350	456	215	180	158	150	128	18	17	110	96	785	8	84
150	480	600	280	240	212	204	182	23	21	161	146	610	8	120

Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие водные красители с содержанием кислот и щелочей, также других сред, по отношению к которым материалы деталей клапанов при рабочей температуре до 140 °С обладают коррозионной стойкостью. Температура окружающей среды допускается не выше 60 °С. Относительная влажность 90 % при 25 °С.

Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 или по ГОСТ 12821 на p_y = 1,6 МПа с присоединительными размерами по ГОСТ 12815, ряд 2, исполнение 5, или с ответными фланцами под приварку к трубопроводу. Управляются при помощи пневмопривода, давление управляющего воздуха 0,63 МПа. Установочная сила F в пневмоприводе

D_y, мм	50	100	150
F, Н	3500	8590	9000

Уплотнение в запорном органе плоское. Рабочая среда подается под золотник. При температуре рабочей среды до 40 °С допускается рабочее давление до p_p = 1,6 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка – сталь 12Х18Н9ТЛ (клапаны 22нж620п), титановый сплав (клапаны 22тн620п); шток – сталь 08Х18Н10Т; набивка сальника – ФУМ-В; уплотнительное кольцо в золотнике и прокладка – фторопласт-4.

Клапаны отсечные прямоточные из коррозионно-стойкой стали на p_y = 1,6 МПа, D_y 50, 80, 100 и 150 мм с пневмоприводом. Условное обозначение 22нж629нж1 (рис. 2.1.43, табл. 2.1.44). Предназначены для

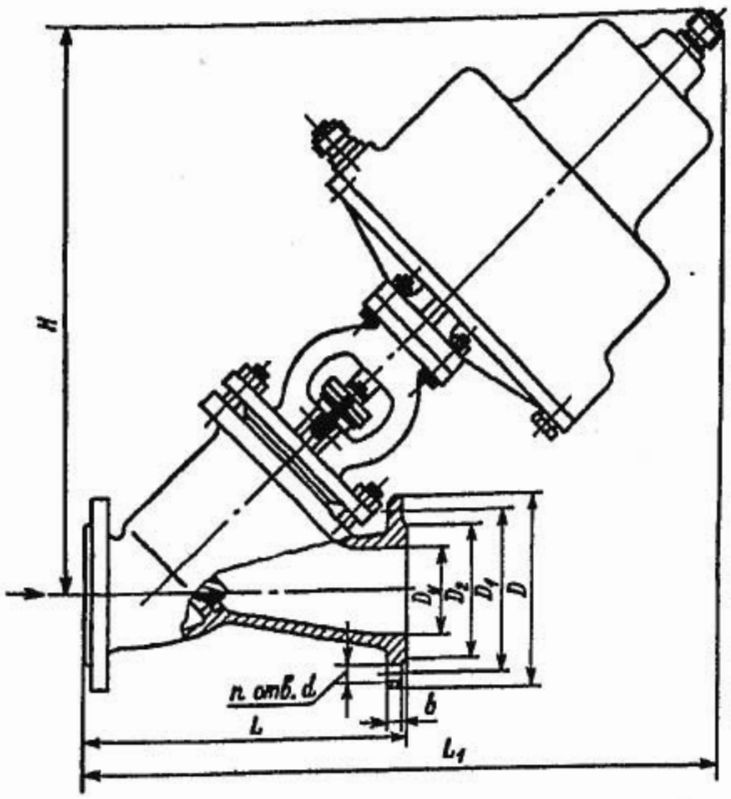


Рис. 2.1.43. Клапан отсечной прямоточный 22нж629нж1 из коррозионно-стойкой стали с пневмоприводом на p_y = 1,6 МПа

Таблица 2.1.44

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	b	d	H	n	Масса, кг
	мм									
50	230	425	160	125	102	14	18	370	4	24
80	310	620	195	160	138	17	18	550	4	57,3
100	350	720	215	180	158	17	18	650	8	77
150	480	820	280	240	212	21	23	720	8	123

установки на трубопроводы, транспортирующие слабоагрессивные жидкие среды с рабочей температурой до 200 °С. Температура окружающей среды допускается до 60 °С. Относительная влажность до 90 % при температуре 25 °С. Могут быть установлены на трубопроводе в любом рабочем положении. Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12819 на p_y = 1,6 МПа с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 1.

Управляются с помощью пневмопривода двустороннего действия. Давление управляющего воздуха 0,03 МПа. Сигнализация крайних положений золотника осуществляется путевыми выключателями. Запорный орган имеет конусное уплотнение, уплотнительные поверхности наплавлены сплавом повышенной стойкости. Рабочая среда подается под золотник. При температуре рабочей среды до 200 °С допускается рабочее давление до $p_р$ = 1,6 МПа.

Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка – сталь 12Х18Н9ТЛ; золотник – сталь 12Х18Н9Т с наплавкой сплава повышенной стойкости ЦН-12М-67; набивка сальника – ФУМ-В; прокладка – фторопласт-4.

Обратные клапаны по специальным исполнениям подразделяются на [12]:

- подъемные из титанового сплава;
- подъемные из коррозионно-стойкой стали;
- поворотные чугунные гуммированные;
- поворотные из титанового сплава;
- поворотные из коррозионно-стойкой стали.

Клапаны обратные подъемные из титанового сплава на $p_у$ = 1,6 МПа, $D_у$ 50 и 100 мм. Условное обозначение 16тн5п (рис. 2.1.44, табл. 2.1.45).

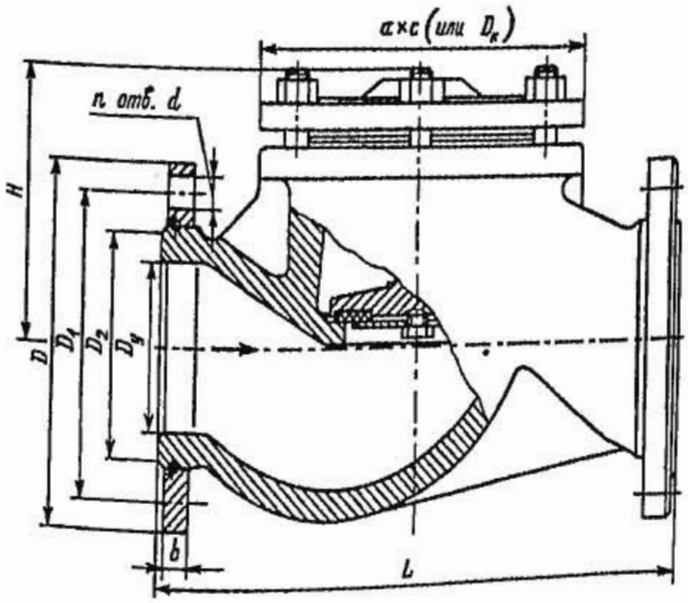


Рис. 2.1.44. Клапан обратный подъемный 16тн5п из титанового сплава на $p_у$ = 1,6 МПа

Таблица 2.1.45

D_y, мм	L	D	D_1	D_2	b	d	H	$a \times c\,(D_к)$	n	Масса, кг
	мм									
50	230	160	125	102	14	18	105	125×125	4	7,5
100	350	215	180	158	18	18	162	(220)	8	24,8

Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие агрессивные среды с рабочей температурой до 200 °С. Температура окружающей среды допускается от –60 до +50 °С. Относительная влажность до 98 % при температуре 20 °С. Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх. Присоединяются к трубопроводу фланцами с присоединительными размерами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 1.

При подаче рабочей среды под золотник клапан открывается, при прекращении подачи среды золотник под действием собственного веса опускается и перекрывает обратный поток среды. Уплотнение в запорном органе плоское. Утечка среды при закрытом запорном органе в клапанах D_y 50 мм допускается не более 1 см^3/мин; в клапанах D_y 100 мм – не более 2 см^3/мин. При рабочей температуре среды $t_р$ допускается рабочее давление $p_р$:

$t_р$, °С	50	100	150	200
$p_р$, МПа	1,6	1,4	1,24	1,12

Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Материал основных деталей: корпус, крышка, золотник – титановый сплав ТЛ-1; уплотнительное кольцо в золотнике и прокладка – фторопласт-4.

Клапаны обратные подъемные из коррозионно-стойкой стали на p_y = 16 МПа, D_y 25 мм муфтовые. Условное обозначение 16нж48нж (рис. 2.1.45). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие агрессивные нефтепродукты с рабочей температурой до 300 °С. Изготовляются и поставляются по ТУ 26-07-232. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх. Присоединяются к трубопроводу муфтами с внутренней трубной дюймовой резьбой 1″.

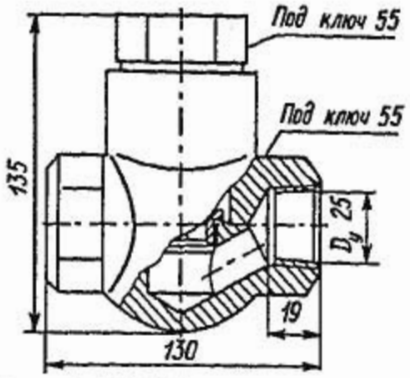


Рис. 2.1.45. Клапан обратный подъемный 16нж48нж из коррозионно-стойкой стали на p_y = 16 МПа

Рабочая среда попадает под клапан. Уплотнение запорного органа – металл по металлу. В закрытом запорном органе допускается утечка среды не более 1 см^3/мин. При температуре рабочей среды 300 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 14 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 24 МПа. Материал основных деталей: корпус, золотник, седло – сталь 12Х18Н9Т. Масса клапана 3,13 кг.

Клапаны обратные поворотные чугунные гуммированные на p_y = 0,6 МПа, D_y 50, 80, 100 и 150 мм. Условное обозначение 19ч15гм (рис. 2.1.46, табл. 2.1.46). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие слабоагрессивные среды рабочей температурой до 60 °С (например, 10 %-ный раствор NaCl, 20 %-ный раствор NaOH, 8 %-ный раствор H_2SO_4, раствор кислорода в воде до 0,6 мг/л; суспензия ионитов (пульпа), сырая вода с механическими примесями до 100 мг/л, воздух с парами и маслом). Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе выпуклой поверхностью большого корпуса вверх на вертикальном трубопроводе уплотнительной поверхностью седла корпуса вверх. Присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 1, на p_y = 1,0 МПа.

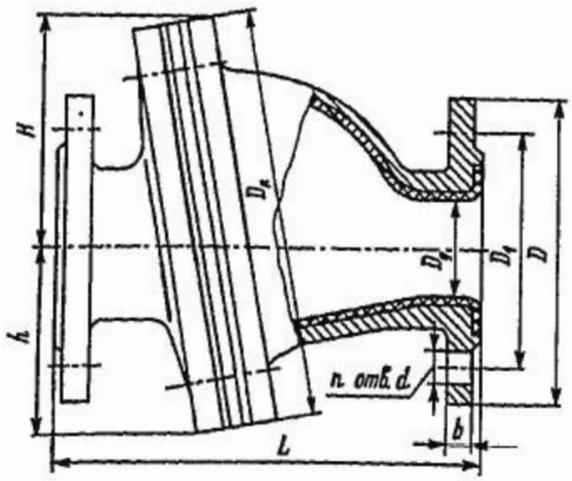


Рис. 2.1.46. Клапан обратный поворотный 19ч15гм чугунный гуммированный на p_y = 0,6 МПа

Клапан состоит из двух корпусов и диска, соединенных болтами. Внутренняя поверхность корпуса гуммирована. Уплотнение в запорном органе резиновое. Рабочая среда подается под тарелку. При температуре рабочей среды до 60 °С допускается рабочее давление до $p_р$ = 0,6 МПа. Гидравлическое испытание на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Материал основных деталей: корпус – чугун,

Таблица 2.1.46

D_y, мм	L	D	D_1	b	d	H	h	$D_к$	n	Масса, кг	
	мм									с фланцами	с ответными фланцами
50	230	160	125	13	18	116	87	200	4	17,5	21,73
80	310	195	160	15	18	135	106	242	4	24,5	30,53
100	360	215	180	15	18	150	120	270	8	29	35,82
150	480	280	240	17	22	202	160	365	8	67	82,71

золотник – резина, армированная сердечником (для жесткости).

Клапаны обратные поворотные из титанового сплава на p_y = = 2,5 МПа, D_y 50, 80, 100, 150, 200, 250, 300, 400 и 500 мм. Условное обозначение 19тн12бк (рис. 2.1.47, табл. 2.1.47). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие катализаторный раствор, содержащий до 5 % уксусной кислоты, до 0,3 % $PdCl_2$, до 21 % $CuCl_2$ с рабочей температурой до 150 °С. Допускается наличие в растворе до 30 г/л твердых неабразивных кристаллических частиц размером до 100 мкм, способных к выпадению в осадок в застойных зонах и налипанию. Температура окружающей среды допускается от –50 до +50 °С.

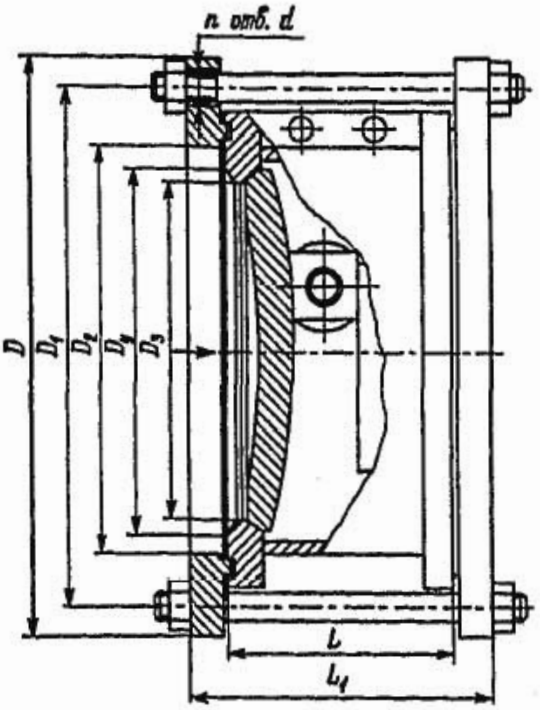


Рис. 2.1.47. Клапан обратный поворотный 19тн12бк из титанового сплава на p_y = 2,5 МПа

Устанавливаются на горизонтальном трубопроводе так, чтобы ось затвора была выше оси трубопровода и располагалась в горизонтальной плоскости; на вертикальном и наклонном трубопроводах клапаны устанавливаются входным патрубком вниз, так чтобы ось захлопки находи-

Таблица 2.1.47

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	D_2	D_3	d	n	Масса, кг	
	мм								с фланцами	с ответными фланцами
50	50	98	160	125	59	50	18	4	1,2	5,5
80	65	117	195	160	91	80	18	8	2,6	9,5
100	78	132	230	190	110	100	22	8	4,8	15,5
150	108	168	300	250	161	146	26	8	9,5	28,8
200	140	204	360	310	222	200	26	12	18,5	50,5
250	170	236	425	370	274	230	30	12	22,1	63,5
300	200	266	485	430	325	262	30	16	–	106
400	250	340	610	550	426	360	33	16	–	178
500	330	432	730	660	530	450	36	20	131	305

лась в горизонтальном положении. Для присоединения к трубопроводу клапан устанавливается между фланцами трубопровода и зажимается между ними стягивающими шпильками. Присоединительные размеры фланцев – по ГОСТ 12815 ряд 2, исполнение 4. Рабочая среда подается под захлопку и удерживает ее в открытом (поднятом) положении подъемной силой, создаваемой напором скоростного потока рабочей среды. При закрытом запорном органе среды допускается утечка Q, не более:

D_y, мм	50	80; 100	150	200; 250	300; 400	500
Q, см^3/мин	1	3	5	7	12	20

При температуре рабочей среды 150 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 2,0 МПа. Гидравлическое испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 3,8 МПа. Материал основных деталей: корпус, захлопка, ось, фланцы – титановый сплав ВТ1-0; прокладка – фторопласт-4.

Клапаны обратные поворотные из коррозионно-стойкой стали на p_y = 6,3 МПа, D_y 50, 65, 80, 100, 150 и 200 мм. Условное обозначение 19нж38нж (рис. 2.1.48, табл. 2.1.48). Предназначены для установки на трубопроводы, транспортирующие агрессивные среды с рабочей температурой до 250 °С. Технические требования регламентированы ГОСТ 13252. Клапаны устанавливаются на вертикальном трубопроводе входным патрубком вниз; на горизонтальном трубопроводе – так, чтобы ось вращения захлопки была расположена выше оси трубопровода и лежала в горизонтальной плоскости. Присоединяются к трубопроводу ответными фланцами под приварку по ГОСТ 12821.

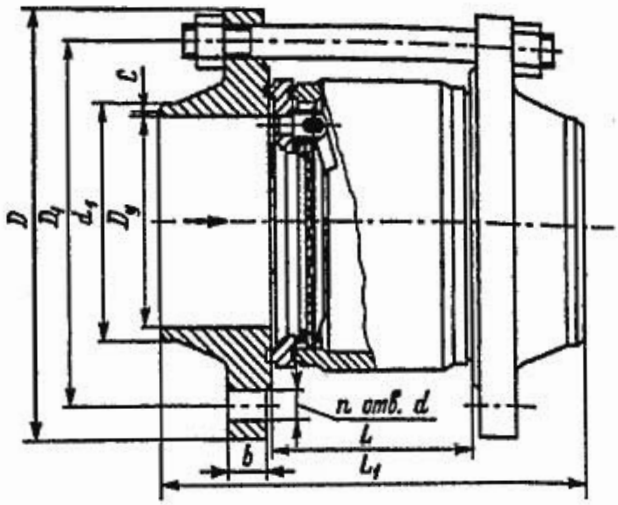


Рис. 2.1.48. Клапан обратный поворотный 19нж38нж из коррозионно-стойкой стали на p_y = 6,3 МПа

Рабочая среда подается под захлопку. Уплотнительные поверхности корпуса и диска захлопки наплавлены сплавом повышенной стойкости. При температуре рабочей среды до 200 °С допускается рабочее давление до p_p = 6,3 МПа, при температуре 250 °С p_p = 5,6 МПа. Гидравлическое

Таблица 2.1.48

D_y, мм	L	L_1	D	D_1	b	d	d_1	n	Масса, кг
	мм								
50	77	215	175	135	23	22	58	4	13,8
65	97	245	200	160	25	22	77	8	19,8
80	112	260	210	170	27	22	90	8	23,9
100	137	295	250	200	29	26	110	8	40,8
150	176	390	340	280	35	33	161	8	83,2
200	206	430	405	345	41	36	222	12	132

испытание клапанов на прочность и непроницаемость металла корпусных деталей производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 9,6 МПа. Материал основных деталей: корпус, патрубок, фланец, захлопка – сталь 12Х18Н9Т, прокладка – фторопласт-4.

Скоростные (отключающие) клапаны по специальным исполнения подразделяют на [12]:

- пружинные скоростные клапаны;
- сильфонные скоростные клапаны;
- грузовые скоростные (отключающие) клапаны;
- шариковые скоростные (отключающие) клапаны.

Клапаны скоростные пружинные на p_y = 25 МПа, D_y 10 мм (рис. 2.1.49) наиболее широко применяются, так как могут встраиваться в систему в любом рабочем положении. После устранения неисправности в линии они автоматически включаются в работу, для чего следует выровнять давление до и после клапана. Изготовляются из углеродистой или коррозионно-стойкой стали.

Когда перепад давлений на отключающем устройстве равен нулю (нет расхода), запорный орган скоростного клапана, образуемый уплотнительными поверхностями золотника *1* и седла *2*, открыт под действием пружины *3*. То же происходит в случае, если сила, определяемая произведением перепада давления на золотнике при рабочем расходе в системе на площадь седла (вычисленную по среднему диаметру уплотнительной поверхности), не превосходит установочное давление пружины, массу золотника и других подвижных частей и трение золотника о направляющие поверхности. Как только в отключающем клапане возникает поток, превышающий допустимый, клапан закрывается, так как на золотнике возникает перепад давления, создающий бóльшую силу.

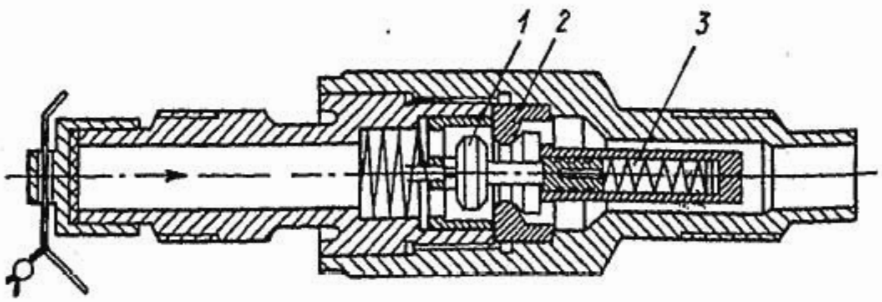


Рис. 2.1.49. Клапан скоростной (отключающий) из коррозионно-стойкой стали пружинный цапковый с нерегулируемым расходом И96495 с D_y 10 мм:
1 – золотник; *2* – седло; *3* – пружина

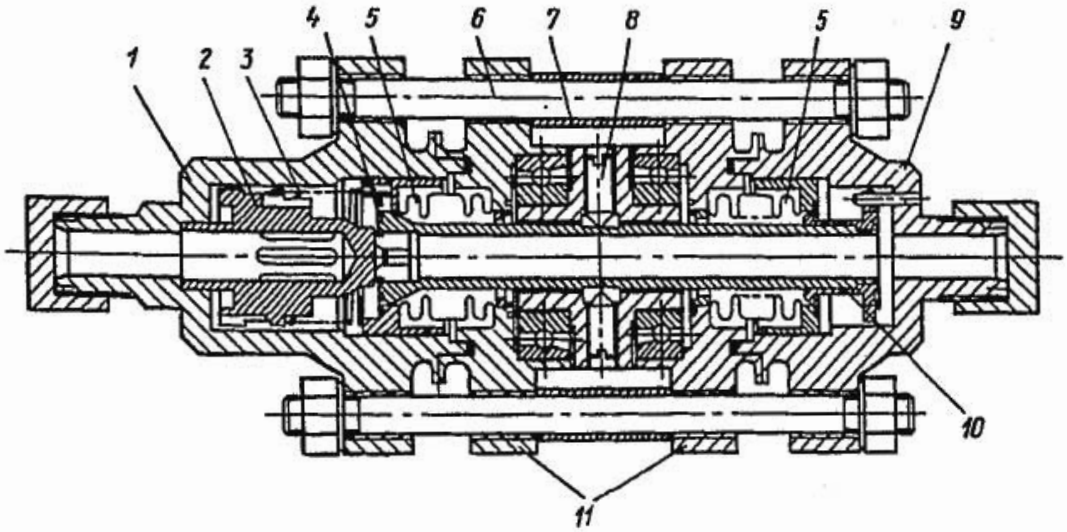


Рис. 2.1.50. Клапан скоростной (отключающий) сильфонный с регулируемым расходом из коррозионно-стойкой стали пружинный цапковый D_y 15 мм:
1, 9 – чашки; *2* – плунжер; *3* – пружины; *4* – седло; *5* – сильфоны; *6* – шпильки; *7* – регулировочная гайка; *8* – стопорные винты; *10* – трубка; *11* – фланцы

Клапаны скоростные сильфонные D_y 15 мм с регулируемым расходом (рис. 2.1.50) используют для токсичных, а также радиоактивных сред с рабочей температурой до 290 °С.

Клапаны скоростные (отключающие) грузовые с поршнем (рис. 2.1.51, *а*) срабатывают, если скорость рабочей среды в обслуживаемом трубопроводе достигает аварийного значения (обрыв трубы за клапаном). При высокой скорости рабочей среды давление над поршнем понижается, и под действием перепада давления над и под поршнем он поднимается и закрывает соединенным с ним затвором седло клапана. Регулировка клапана производится перемещением вертикального цилиндра с поршнем и затвором (золотником клапана) относительно седла корпуса при помощи винта.

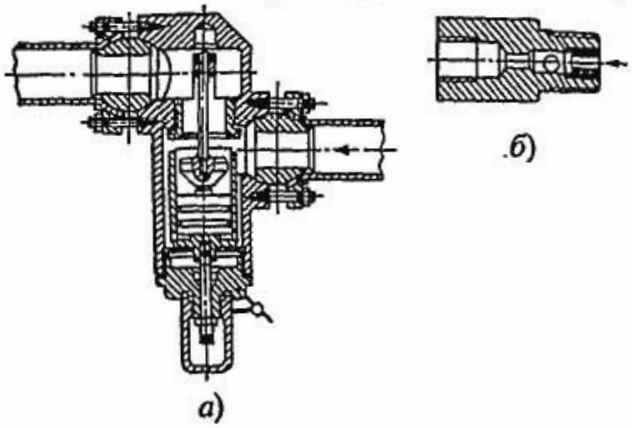


Рис. 2.1.51. Клапаны скоростные (отключающие):
а – грузовой поршневой с патрубками под приварку; *б* – шариковый

Грузовой скоростной клапан обладает большей инерционностью, чем пружинный, поэтому наиболее широко используются скоростные клапаны с пружинным нагружением. Кроме того, пружинные клапаны допускают установку их в любом рабочем положении, в то время как грузовые должны устанавливаться только на горизонтальном трубопроводе.

Скоростные клапаны включаются в работу автоматически после устранения неисправности в трубопроводе и выравнивания давления по обе стороны клапана.

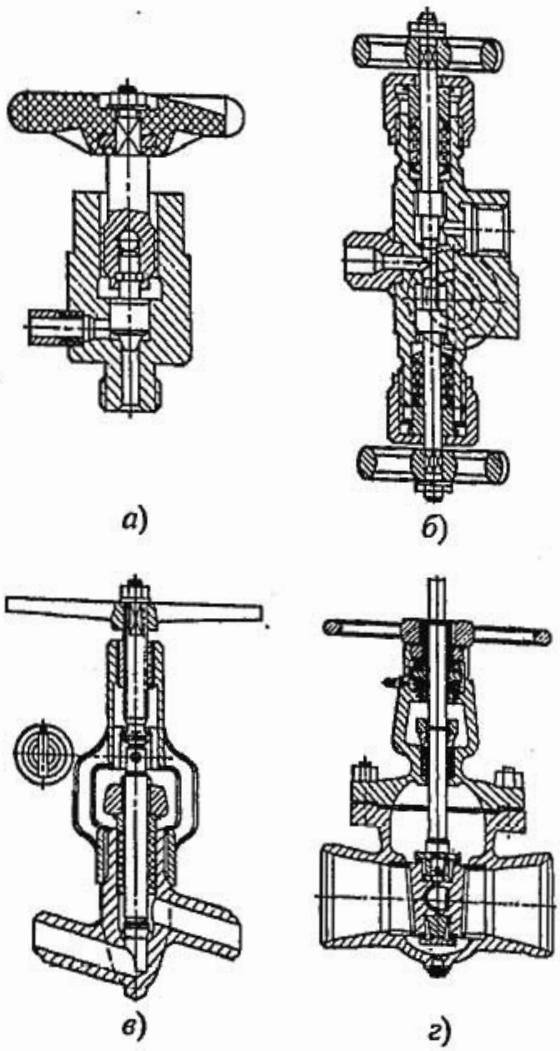


Рис. 2.1.52. Запорная энергетическая арматура:
а – клапан воздушный D_y 6 мм;
б – клапан трехходовой D_y 10 мм;
в – клапан запорный D_y 20 мм;
г – задвижка клиновая D_y 200 мм

Клапаны скоростные (отключающие) шариковые (рис. 2.1.52, *б*) обладают следующими достоинствами: простота конструкции, дешевизна изготовления, малые габариты и масса, низкая металлоемкость. Их недостатки – необходимость установки только в горизонтальном положении. Принцип действия шарикового скоростного клапана заключается в следующем. Шарик свободно лежит в цилиндрической полости корпуса. При отсутствии движения рабочей среды или небольшой ее скорости он неподвижен. При повышении скорости, он перемещается к отверстию в седле корпуса и перекрывает выход рабочей среды. Клапан остается закрытым все время, пока на шарик действует перепад давлений. После устранения неисправности в трубопроводе давления до и после шарика выравнивают, и он снова занимает свое исходное положение перед седлом корпуса.

2.1.2. Типы и исполнения арматуры для энергетических установок

Энергетическая арматура [9, 13] используется на трубопроводах пара и воды теплоэнергетических установок, имеющих докритические и закритические параметры, энергоблоках большой единичной мощности. Устанавливаемая на ТЭЦ и АЭС арматура обеспечивает пуски и остановы энергоустановок, сброс и набор нагрузки, регулирование расхода и давления рабочей среды, а также защиту элементов оборудования от сверхноминального давления и обратных потоков среды. Поэтому используется запорная, регулирующая, предохранительная и защитная арматура. Кроме того, энергетическая арматура работает в напряженных условиях, характеризуемых высокими давлениями (до 40 МПа) и температурой (до 700 °С), значительными нагрузками со стороны трубопроводов, большими скоростями движения рабочей среды в затворе (до 600 м/с при работе на паре и до 200 м/с – на воде). На энергоблоках количество эксплуатируемой арматуры достигает десятков тысяч.

Исполнения запорной энергетической арматуры. Наибольшее количество арматуры на энергетических блоках составляют клапаны (вентили) D_y 6 … 65 мм. Среди специальной запорной арматуры выделяют:

- клапаны воздушные (рис. 2.1.52, *а*);
- клапаны трехходовые (рис. 2.1.52, *б*);
- клапаны запорные (рис. 2.1.52, *в*);
- задвижки с малогабаритным затвором (рис. 2.1.52, *г*).

Клапаны воздушные на p_y = 10 МПа, D_y 6 мм служат для выпуска воздуха или пара из трубопроводов и котлов в период растопки котла. Клапаны трехходовые D_y 100 мм на p_y = 14 МПа, t = 570 °С используются для присоединения манометров. Клапаны запорные – самые используемые на энергетических блоках, D_y 10 … 65 мм, работают на паре с p_y = 25,5 МПа, t = = 565 °С; p_y = 14 МПа, t = 570 °С; p_y = 10 МПа, t = 540 °С; и на воде с p_y = = 38 МПа, t = 280 °С; p_y = 24 МПа, t = 250 °С; p_y = 18,5 МПа, t = 215 °С.

Задвижки выпускаются с D_y 100 … 450 мм (рис. 2.1.53) и предназначены для работы на паре с параметрами: p_y = 29 МПа, t = 510 °С; p_y = 25,5 МПа, t = 565 °С; p_y = 14 МПа, t = 570 °С; p_y = 10 МПа, t = 540 °С; p_y = 4,1 МПа, t = 570 °С и на воде с параметрами: p_y = 38 МПа, t = 280 °С; p_y = 24 МПа, t = 250 °С; p_y = 18,5 МПа, t = 215 °С. Задвижки используются в качестве управляемых запорных органов, в основном для отключения среды на главных паровых и водяных магистралях. Задвижки изготовляются с бесфланцевым самоуплотняющимся соединением крышки с корпусом и с фланцевым соединением крышки и корпуса. Соединение задвижки с трубопроводом осуществляется при помощи сварки.

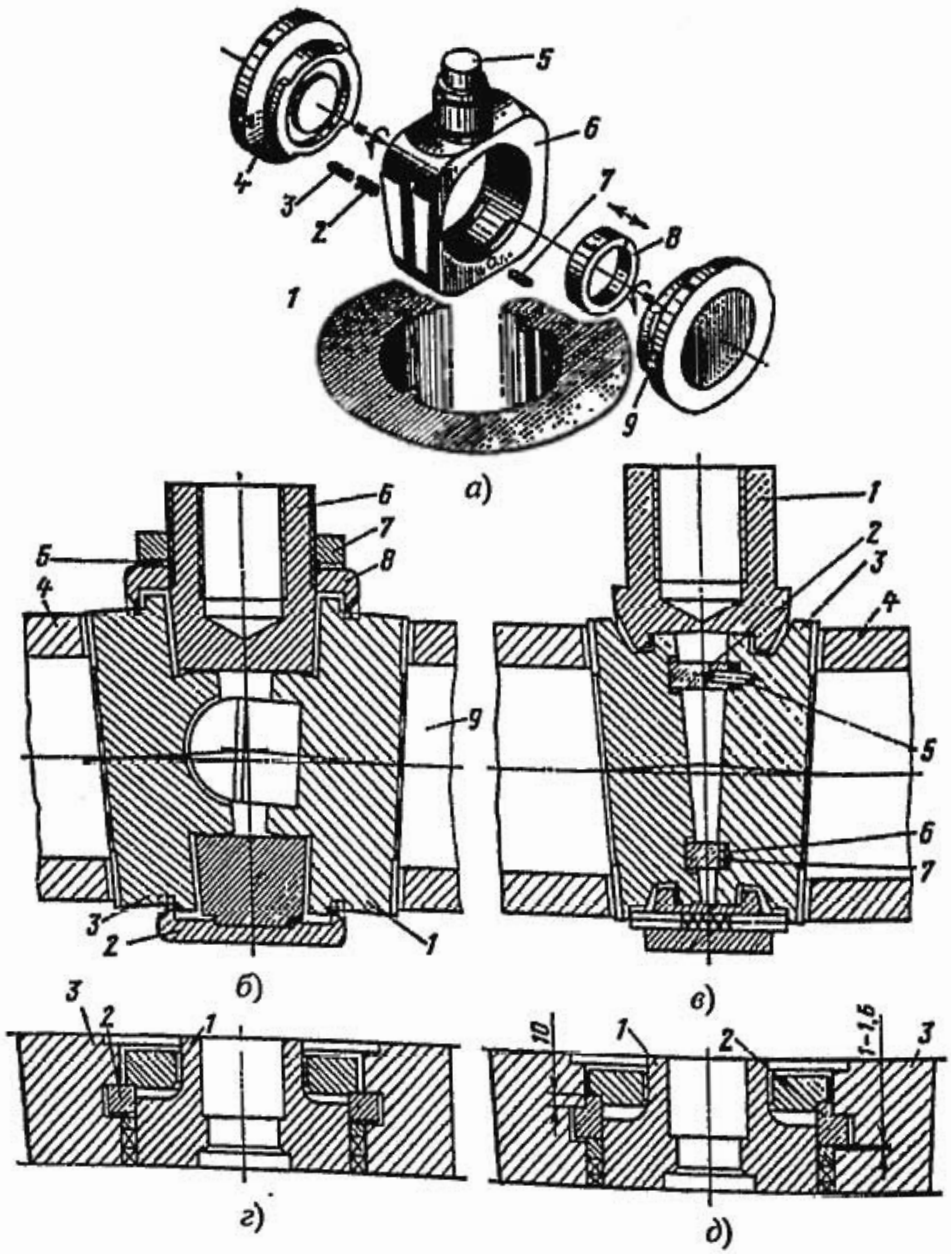


Рис. 2.1.53. Конструкции узлов в задвижках ЧЗЭМ:

а – сборка затвора: *1* – корпус; *2* – пружина; *3*, *7* – штифты; *4* – тарелка; *5* – шпиндель; *6* – обойма; *8* – распорное кольцо; *9* – тарелка со специальным штифтом и компенсирующей шайбой; *б* – с распорным грибком: *1* – тарелка правая; *2* – нижний тарелкодержатель; *3* – тарелка левая; *4* – седло; *5* – шайба стопорная; *6* – обойма; *7* – гайка; *8* – верхний тарелкодержатель; *9* – грибок; *в* – малогабаритный самоустанавливающийся с распорным пальцем: *1* – обойма; *2* – распорное кольцо; *3* – диск; *4* – корпус; *5* – штифт; *6* – регулирующая прокладка; *7* – компенсирующая прокладка; *г* – узел разъемного кольца: *1* – крышка; *2* – опорное кольцо; *3* – корпус; *д* – узел разъемного кольца модернизированный: *1* – крышка; *2* – измененное опорное кольцо; *3* – корпус

Задвижка состоит из следующих узлов: корпуса с вваренными седлами, запорного органа, шпинделя, крышки, бугеля, узла уплотнения "крышка–шпиндель", узла перемещения шпинделя, узла уплотнения "корпус–крышка", привода.

Запорный орган задвижки (рис. 2.1.53, *а*) состоит из двух тарелок и распорного кольца, выполненного в форме клина. Соединение тарелки с обоймой байонетное, фиксация тарелок в определенном положении осуществляется двумя штифтами, распираемыми пружиной или штифтом (рис. 2.1.53, *в*). Для компенсации неточности изготовления деталей затвора и установки седел в корпусе между распорным кольцом и тарелками устанавливается рифленая компенсирующая прокладка. Кроме того, можно устанавливать прокладку для регулирования линейных размеров затвора. Кольцо распорное и компенсирующая прокладка при помощи штифта фиксируются в определенном положении на одной из тарелок.

Запорный орган может состоять из двух тарелок, соединенных с обоймой тарелкодержателями (рис. 2.1.53, *б*). Распирание тарелок осуществляется грибком, а их плотное прилегание обеспечивается за счет сферических поверхностей грибка и тарелки. Для регулирования линейных размеров затвора под плоский торец грибка иногда устанавливают прокладку.

В задвижках для пара в нижнем тарелкодержателе предусмотрены шпонки, препятствующие вращению тарелок потоком пара.

Узел передвижения шпинделя размещается в головке бугеля и состоит из втулки шпинделя, смонтированной на подшипниках качения. Для компенсации температурных удлинений шпинделя в узле предусмотрены компенсаторы. В головке бугеля имеется масленка для заполнения подшипниковой камеры консистентной смазкой.

Узел уплотнения корпуса с крышкой состоит из кольца опорного, кольца разъемного, диска опорного, шпилек, сальниковой набивки.

В некоторых задвижках опорный диск выполнен заодно с бугелем. В таких конструкциях фиксация разъемного кольца в пазу корпуса осуществляется установочным кольцом. Бурт крышки выполняется прямым или со скосом.

Сальниковый узел уплотнения шпинделя состоит из кольца сальника, сальниковой набивки, грундбуксы, нажимной планки, откидных болтов. Герметизация осуществляется за счет затяжки сальниковой набивки откидными болтами.

Управление задвижкой осуществляется:

– вручную маховиком, установленным непосредственно на втулке шпинделя либо на валике приводной головки;

– с помощью электропривода, встроенного или колонкового, соединенного с задвижкой посредством штанги с шарниром.

Задвижки D_y 175 мм и более рекомендуется эксплуатировать с применением разгрузочного байпаса, состоящего из обводного трубопровода и установленных в нем запорных клапанов D_y 20 мм.

Исполнения регулирующей энергетической арматуры. К дроссельно-регулирующей арматуре предъявляются следующие требования: для арматуры с электроприводом несоосность в сочленениях для перемещения затвора не должна превышать 1 % полного хода затвора; дроссельно-регулирующая арматура должна иметь указатель положения затвора и шкалу с обозначением граничных положений затвора. На клапанах D_y 10 ... 20 мм указатель положения и шкалу допускается не устанавливать.

По герметичности затвора вентили и клапаны регулирующие и дроссельные должны выполняться с относительной утечкой среды, не превышающей K_V (коэффициент пропускной способности регулирующего органа).

По виду соединения с трубопроводом изделия должны выполняться с разделкой патрубков под сварные соединения. В технически обоснованных случаях допускается фланцевое исполнение патрубков.

Паровая арматура с жестким шпилечно-фланцевым соединением крышки и корпуса с диаметром шпилек 42 мм и более, работающая при $t_p \geq 500$ °С, должна иметь три контрольные шпильки с указателем их удлинения в процессе эксплуатации.

Клапаны должны устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Установка клапана со встроенным электроприводом регламентируется предприятием-изготовителем.

По надежности энергетическая арматура характеризуется показателями безотказности и долговечности. Дроссельно-регулирующая арматура не должна допускать эрозионного размыва патрубков и примыкающих участков трубопровода. При этом их допустимый эрозионный износ должен быть не более 20 % от номинальной толщины, а срок службы до указанного износа должен быть с 90 %-ной вероятностью не менее 10 лет при эксплуатации арматуры с рабочим перепадом давления $\Delta p \leq 2{,}0$ МПа и не менее срока службы до капитального ремонта арматуры при эксплуатации ее с $\Delta p > 2{,}0$ МПа.

Уровень шума арматуры не должен превышать 85 дБ при эксплуатации на рабочих параметрах и расчетном перепаде давления.

Необрабатываемые сварные швы должны выполняться с плавным переходом от основного металла к наплавленному и не должны иметь подрезов, наплывов, шлака и металлизированных брызг.

Затяжка сальника должна обеспечивать герметичность соединения, не препятствуя плавному перемещению шпинделя. Нажимная втулка должна входить в камеру сальника не менее чем на 3 мм.

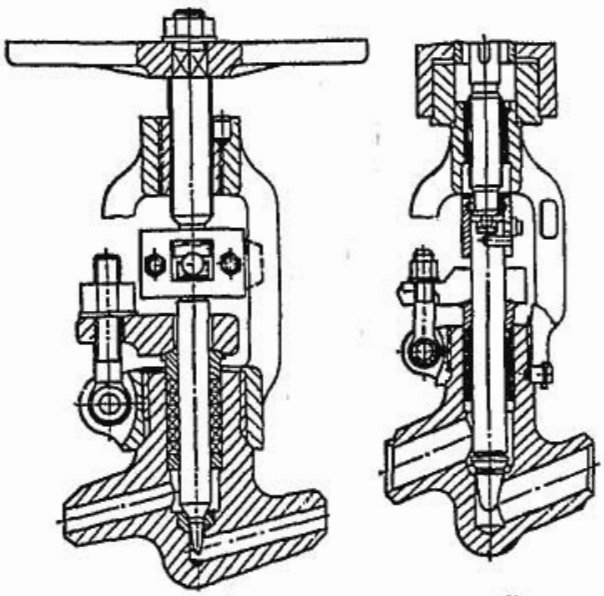


Рис. 2.1.54. Клапаны игольчатые регулирующие и дросселирующие:
а – D_y 10 и 20 мм; *б* – D_y 65 мм

Клапаны регулирующие и дросселирующие игольчатые (рис. 2.1.54) выпускаются с условным диаметром D_y 10, 20 и 65 мм и предназначены для параметров пара p_y = 25,5 МПа, t = 565 °С; p_y = 14 МПа, t = 570 °С; p_y = 10 МПа, t = 540 °С и воды p_y = 38 МПа, t = 280 °С; p_y = 24 МПа, t = 250 °С и p_y = 18,5 МПа, t = 215 °С. Клапаны служат в качестве управляемых дросселирующих и регулирующих органов и устанавливаются в основном на вспомогательных паровых и водяных магистралях. Во время работы клапаны могут находиться в полностью закрытом, частично открытом и полностью открытом положении. В качестве запорных органов они служить не могут.

Дросселирующий регулирующий орган клапана состоит из профилированного в нижней части штока и седла, наплавленного на корпус клапана. Посадка штока на седло достигается направлением штока в сальнике клапана. Корпус клапана для пара изготовляют из штампованных заготовок, из жаропрочной, для воды – из углеродистой стали.

Клапан регулирующий игольчатый на p_y = 25 МПа, D_y 65 мм со встроенным электроприводом для воды служит в качестве управляемого регулирующего органа на линиях впрыскивания охлаждающей воды, при перепаде давления на нем не более 1 МПа.

Регулирующий орган клапана состоит из профилированного штока и наплавленного на корпус клапана седла. Управляется вручную маховиком, насаженным на валик встроенного электропривода, и дистанционно посредством встроенного электропривода.

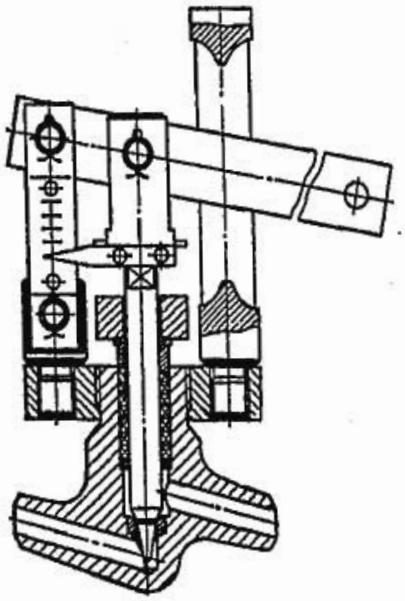


Рис. 2.1.55. Клапан регулирующий игольчатый D_y 10 мм

Клапаны регулирующие игольчатые на p_y = 10 МПа, D_y 10 и 20 мм (рис. 2.1.55) используются в качестве управляемых регулирующих органов в основном на вспомогательных водяных магистралях.

Клапан запорный дроссельный D_y 150/250 мм на p_y = 25,5 МПа и t = 565 °С (рис. 2.1.56) со встроенным электроприводом. Клапан служит для сброса пара при пуске или остановке энергоблока, при повышении давления пара или при внезапном снижении нагрузки турбины. Во время работы может находиться в закрытом, частично открытом или открытом положении.

Конструктивно клапан выполнен запорно-дроссельным. Дросселирующий орган обеспечивает закрытие проходного сечения и состоит из профилированного в нижней части штока и вваренного в корпус клапана седла, имеющего, как и шток, наплавленную уплотнительную поверхность.

Управление клапанами осуществляется: вручную маховиком встроенного электропривода; дистанционно или автоматически встроенным электроприводом.

Дросселирующее устройство D_y 250/450 мм на p_y = 11,5 МПа, t = 515 °С; p_y = 12 МПа, t = 495 °С; p_y = 11,5 МПа, t = 485 °С служит для сброса пара, осуществляет последующее (после дроссельного запорного клапана) дросселирование пара, сбрасываемого через охладитель в конденсатор турбины.

Конструктивно дросселирующее устройство выполнено в сварно-штампованном корпусе, внутрь которого вварены дросселирующие решетки. Из промежуточной полости осуществляется отбор пара к пароводяным форсункам.

Охладители пара D_y 450 мм и 450/700 на p_y = 1,9 МПа, t = 465 °С; p_y = 2 МПа, t = 440 °С; p_y = 5 МПа, t = 459 °С служат для сброса пара при пусках и остановах энергоблока, а также в них происходит охлаждение поступающего в конденсатор турбины пара. Охлаждение происходит за счет смешения пара с пароводяной смесью, поступающей из форсунок к внутреннему соплу охладителя. Одновременно в охладителе происхо-

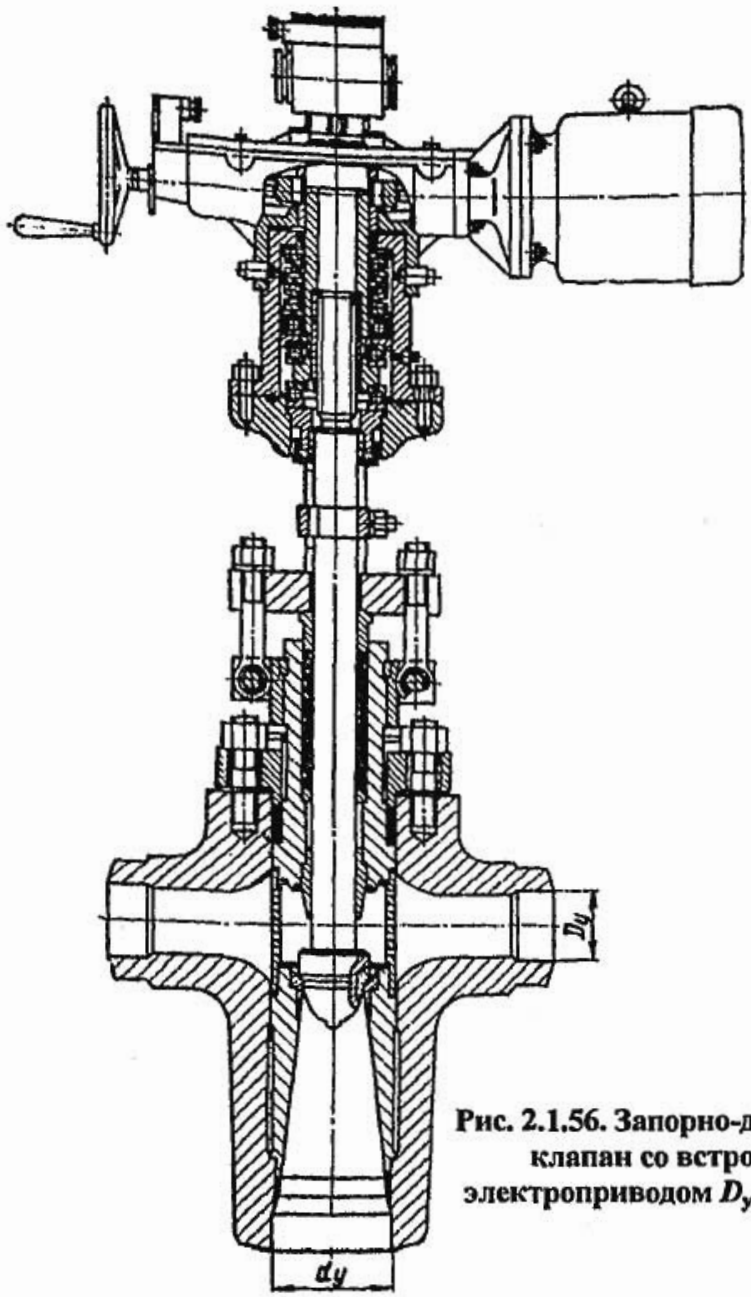


Рис. 2.1.56. Запорно-дроссельный клапан со встроенным электроприводом D_y 150/250 мм

дит окончательное дросселирование пара до требуемой температуры за счет сжатия его в дросселирующей решетке, вваренной внутрь корпуса охладителя.

Конструктивно охладитель пара выполнен в сварно-штампованном корпусе, внутри которого вварены дросселирующая решетка и камера смешения – сопло.

Исполнения предохранительной энергетической арматуры. Данная арматура предназначена для предохранения котла трубопровода или иного замкнутого объема от повышения давления среды внутри объекта, устанавливается на барабанах и коллекторах пароперегревателей котлов, на трубопроводах "горячего" перегрева и трубопроводах редуцированного и охлажденного пара редукционно-охладительных установок.

Требования к предохранительным клапанам, устанавливаемым на паровых котлах с рабочим давлением свыше 0,07 МПа и водонагревательных котлах с температурой воды свыше 115 °С, приведены ниже.

Общие требования:

1. Предохранительные клапаны должны быть рассчитаны и отрегулированы так, чтобы давление в котле не превышало рабочее давление более чем на 10 %. Превышение давления более чем на 10 % допускается, если это предусмотрено расчетом на прочность котла.

2. Все предохранительные клапаны и их вспомогательные устройства должны быть защищены от возможности произвольного изменения их регулировки.

Требования к предохранительным клапанам прямого действия:

1. Применение грузовых предохранительных клапанов на передвижных котлах не допускается.

2. Применение сальниковых уплотнений штока клапана не допускается.

3. В конструкции грузового или пружинного клапана должно быть предусмотрено устройство для проверки исправности действия клапана во время работы котла принудительным открытием клапана. Возможность принудительного открытия должна быть обеспечена при 80 % настроечного давления.

4. Пружины предохранительных клапанов должны быть защищены от перегрева и непосредственного воздействия рабочей среды. При полном открытии клапана должна быть исключена возможность соприкосновения витков пружины.

5. Разность давлений полного открытия и начала открытия не должна превышать 15 % давления начала открытия.

6. В корпусе предохранительного клапана в местах возможного скопления конденсата должно быть предусмотрено устройство для его удаления.

Требования к предохранительным клапанам, управляемым с помощью вспомогательных устройств:

1. Если органом управления является импульсный клапан, то наименьший диаметр прохода этого клапана должен быть не менее 15 мм. Внутренний диаметр импульсных линий (подводящих и отводящих) должен быть не менее 20 мм и не менее диаметра выходного штуцера импульсного клапана.

2. Импульсный клапан управления должен быть по возможности коротким. При необходимости из него должен быть обеспечен надежный отвод конденсата.

3. Установка запорных органов на этих линиях запрещается. Допускается установка переключающего устройства, если при любом положении этого устройства импульсная линия будет оставаться открытой.

4. Если для управления предохранительными клапанами применяется рабочая или другая среда, то должно быть исключено ее замерзание, коксование и коррозионное воздействие на металл.

5. Конструкция клапана должна обеспечивать его закрытие при давлении не менее 95 % рабочего давления.

6. У предохранительных клапанов, управляемых вспомогательными импульсными клапанами, допускается установка более одного импульсного клапана.

При использовании для вспомогательных устройств внешнего источника энергии предохранительный клапан должен быть снабжен не менее чем двумя независимо действующими цепями управления, т.е. при отказе одной из цепей управления другая цепь должна обеспечивать надежную работу предохранительного клапана.

Требования к подводящим и отводящим трубопроводам предохранительных клапанов.

1. На подводящих и отводящих трубопроводах установка запорных органов не допускается.

2. В отводных трубопроводах предохранительных клапанов должна быть обеспечена необходимая компенсация температурных удлинений. Крепление корпуса и трубопроводов должно быть рассчитано с учетом статических и динамических нагрузок, возникающих при срабатывании предохранительного клапана.

3. Подводящие трубопроводы предохранительных клапанов рассматриваются как часть котла, и на них распространяются соответствующие требования, предъявляемые к котлам.

4. Подводящие трубопроводы должны быть по возможности короткими и выполняться с уклоном по всей длине в сторону котла. В них также должны исключаться резкие изменения температуры стенки (тепловые удары) при срабатывании предохранительного клапана.

5. Внутренний диаметр подводящего трубопровода должен быть не менее максимального внутреннего диаметра подводящего патрубка предохранительного клапана.

6. Внутренний диаметр подводящего трубопровода должен рассчитываться исходя из максимальной пропускной способности предохранительного клапана. Падение давления в подводящем трубопроводе не должно превышать 3 % от давления начала открытия предохранительного клапана. В подводящих трубопроводах предохранительных клапанов, управляемых с помощью вспомогательных устройств, в технически обоснованных случаях допускается падение давления более 3 %.

7. Отвод рабочей среды на предохранительных клапанах должен осуществляться в безопасное место.

8. В необходимых случаях отводящие трубопроводы должны быть защищены от замерзания и снабжены устройствами для отвода конденсата.

9. Внутренний диаметр отводящего трубопровода должен быть не менее наибольшего внутреннего диаметра выходного патрубка предохранительного клапана.

10. Внутренний диаметр отводящего трубопровода должен быть рассчитан так, чтобы при расходе, равном максимальной пропускной способности предохранительного клапана, противодавление в его выходном патрубке не превышало противодавления, установленного изготовителем предохранительного клапана.

11. При определении пропускной способности предохранительных клапанов должно учитываться сопротивление звукоглушителя. Установка его не должна вызывать нарушений нормальной работы предохранительных клапанов.

12. На участке между предохранительным клапаном и звукоглушителем должен быть установлен штуцер для возможности установки прибора для измерения давления.

Предохранительная энергетическая арматура изготовляется следующих типов: ***предохранительные клапаны прямого действия (ППК) и импульсно-предохранительные устройства (ИПУ).***

Конструкции предохранительных клапанов и импульсно-предохранительных устройств должны обеспечивать безотказное автоматическое их открытие (срабатывание) при повышении рабочего давления на величину, установленную Правилами Госгортехнадзора (табл. 2.1.49).

Таблица 2.1.49

Номинальное избыточное (рабочее) давление, МПа	Давление срабатывания, МПа		Предельное отклонение
	контрольного клапана	рабочего клапана	
До 1,3	$p_р$ + 0,02	$p_р$ + 0,03	±0,14 МПа
1,3 ... 6	0,103 $p_р$	0,105 $p_р$	+2,0 –2,5 %
6 ... 10	0,105 $p_р$	0,108 $p_р$	+2,0 –3,0 %
14	0,108 $p_р$	0,108 $p_р$	+1,5 –3,0 %

Импульсно-предохранительные устройства имеют главный (ГПК) и импульсный (ИПК) клапаны. По типу исполнения корпуса, типу привода (нагружения золотника) и типу подвода среды клапаны выполняются: ИПК – угловыми, рычажно-грузовыми или пружинными, с электромагнитным приводом или без привода; ГПК – угловыми, проходными и прямоточными с паровым поршневым приводом, с односторонним или двусторонним подводом среды.

Клапаны с высотой подъема золотника не менее 0,25 $d_в$ выполняются полноподъемными; $d_в = \sqrt{4F/\pi}$ – эквивалентный диаметр наименьшей площади F свободного сечения в проточной части клапана.

Настройка на давление срабатывания и фиксация проведенной настройки не должны препятствовать опробованию клапанов и возожности принудительного открытия.

Масса груза и длина рычага рычажно-грузового клапана должны выбираться так, чтобы отношение плеч рычага не превышало 10 : 1. Масса одного груза не должна превышать 60 кг. Присоединительные фланцы должны соответствовать ГОСТ 12830 и ГОСТ 12831.

По надежности предохранительные клапаны должны характеризоваться:

– безотказностью – средняя наработка до отказа не менее 200 циклов (8000 ч); вероятность безотказной работы не менее 0,9 за 13 000 ч;

– долговечностью – полный средний срок службы не менее 2500 циклов (200 000 ч) при $p_y \le 10$ МПа, 1800 циклов (100 000 ч) при $p_y > 10$ МПа;

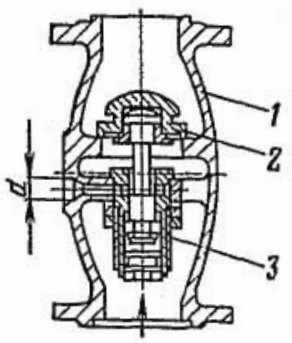


Рис. 2.1.57. Клапан обратный вертикальный D_y 100 на p_y = 6,4 МПа

средний ресурс до ремонта не менее 30 000 ч при $p_y \leq 10$ МПа, 25 000 ч при $p_y > 10$ МПа;

– ремонтопригодностью – среднее время восстановления не более 15 ч для ИПК и ППК, 55 ч для ГПК;

– сохраняемостью – срок 100 %-ной сохраняемости не менее 2 лет (до начала эксплуатации).

Время срабатывания клапанов с момента подачи импульса не должно быть более 2 с при длине импульсных трубок не более 10 м.

Исполнения защитной энергетической арматуры. ***Клапаны обратные*** служат в качестве автоматически действующих устройств, защищающих трубопровод или насос от обратного потока среды.

Клапаны обратные вертикальные на p_y = 6,4 и 10 МПа, D_y 100, 150, 200, 250 мм предназначены для автоматического предупреждения обратного потока воды в трубопроводах.

Корпус *1* (рис. 2.1.57) изготовляется литьем из углеродистой стали, а уплотнительные поверхности корпуса и тарелки *2* – наплавкой коррозионно-стойкой сталью. Клапан имеет демпферное устройство *3*, обеспечивающее плавную посадку тарелки. На боковой поверхности корпуса имеется отверстие для присоединений трубы холостого перепуска диаметром *d*, служащей для предохранения насоса от парообразования при работе его вхолостую. Когда тарелка клапана находится в закрытом положении, перепуск открыт, при подъеме тарелки перепуск закрывается. Открытие и закрытие перепуска обеспечивается самим клапаном.

Клапаны обратные горизонтальные на p_y = 6,4 и 10 МПа, D_y 80 мм предназначены для автоматического предупреждения обратного потока среды в трубопроводах.

В клапане корпус и крышка изготовляются из углеродистой стали, а уплотнительные поверхности корпуса и тарелки из коррозионно-стойкой стали.

2.1.3. Типы и исполнения арматуры для нефтепроводов

В качестве запорной арматуры на трубопроводах, транспортирующих нефть и нефтепродукты, используются задвижки [10]. Применение для этой цели клапанов, создающих большое гидравлическое сопротивление, требует значительных энергетических затрат на перемещение сре-

ды. Для нефти и масел при давлении до 1,0 МПа и рабочей температуре до 90 °С применяются чугунные задвижки с цельными герметизаторами. При бóльших давлениях (до 6,4 МПа) и температуре до 300 °С применяются стальные задвижки.

В нефтедобывающих установках для "елок" нефтяных скважин применяется фонтанная арматура – задвижки из легированных сталей, работающие под большим давлением в условиях интенсивного абразивно-жидкостного износа.

Задвижки клиновые с выдвижным шпинделем фланцевые стальные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.58, табл. 2.1.50). Условное обозначение ЗКЛ2-16. Основные размеры задвижек и технические требования регламентированы ГОСТ 10194. К трубопроводу они присоединяются при помощи фланцев, размеры которых для исполнений А, Б и В регламентированы ГОСТ 12821, допускается по требованию потребителя изготовление фланцев по ГОСТ 12822 или по ГОСТ 12823.

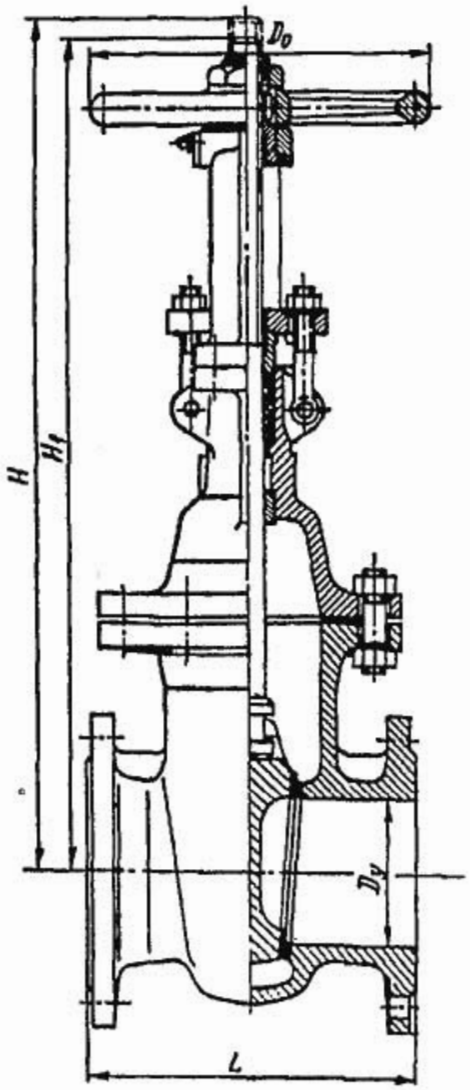


Рис. 2.1.58. Задвижка клиновая ЗКЛ2-16

Задвижки могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Задвижки с D_y 50; ...; 350 мм управляются при помощи маховика, с D_y 400; ...; 600 мм снабжены коническим редуктором. Корпус, крышка и клин изготовляются: для исполнений А и Б – из углеродистой стали, для исполнения В – из стали 20Х5МЛ, для исполнения Г – из стали 10Х18Н9ТЛ.

Герметичность затвора обеспечивается уплотнительными кольцами на корпусе и на клине, наплавленными коррозионно-стойкой сталью (исполнения А и Б) или стеллитом (исполнения В и Г). Шпиндель задвижки имеет в своей нижней части конусный кольцевой бурт, который при подъеме шпинделя вверх до отказа упирается во втулку крышки, перекрывая проход среде в полость сальника. На прочность задвижки испы-

Таблица 2.1.50

D_y, мм	L	H	H_1	D_0	Масса, кг
	мм				
50	180	480	410	240	25
80	210	600	500	240	38
100	230	680	560	240	55
150	280	920	750	400	100
200	330	1220	890	400	140
250	450	1540	1220	450	290
300	500	1700	1360	450	370
350	550	1870	1500	500	487
400	600	2100	–	560	660
500	700	2480	–	900	1260
600	800	2970	–	900	1750

тываются при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Допустимое рабочее давление $p_р$ зависит от исполнения:

Исполнение	А	Б	В	Г
$t_р$, °С	425	450	530	600
$p_р$, МПа	0,9	0,67	0,5	0,75

Задвижки клиновые с выдвижным шпинделем фланцевые стальные на p_y = 4,0 МПа (рис. 2.1.59, табл. 2.1.51). Условное обозначение ЗКЛ2-40. Задвижки предназначены для трубопроводов, транспортирующих жидкие или газообразные нефтепродукты и изготовляются в трех исполнениях. Технические требования регламентированы ГОСТ 5762. К трубопроводу задвижки присоединяются фланцами с размерами по ГОСТ 12822 и могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении.

Корпус, крышка и клин задвижек изготовляются: при исполнении I – из углеродистой стали, при исполнении II – из стали Х5МЛ, при исполнении III – из стали Х18Н9ТЛ, прокладка – из алюминия. Уплотнение затвора обеспечивается уплотнительными поверхностями в корпусе и на клине из коррозионно-стойкой стали. Шпиндель задвижки снабжен в нижней своей части конусным кольцевым буртом, который при подъеме шпинделя вверх до отказа упирается во втулку крышки, перекрывая доступ среды в полость сальника. На прочность испытываются задвижки при пробном давлении $p_{пр}$ = 6,0 МПа. Допустимое рабочее давление $p_р$ и температура зависят от исполнения задвижки:

Исполнение	I	II	III
$t_р$, °С	450	550	600
$p_р$, МПа	1,7	1,0	1,9

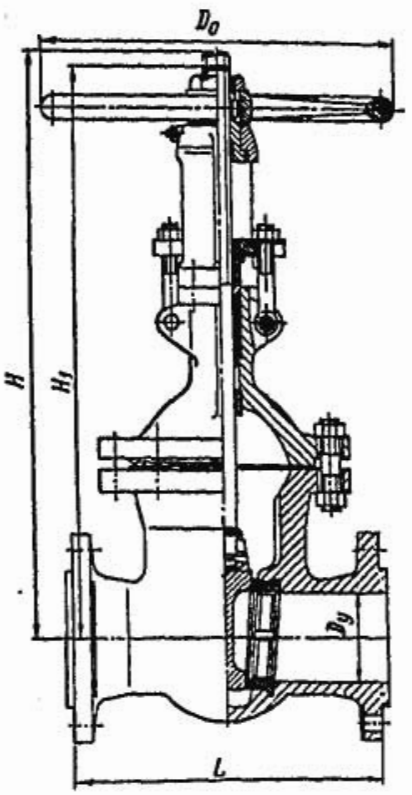


Рис. 2.1.59. Задвижка клиновая ЗКЛ2-40

Таблица 2.1.51

$D_у$, мм	L	H	H_1	D_0	Масса, кг
	мм				
50	250	472	405	240	30
80	310	600	505	240	45
100	350	712	605	400	70
150	450	940	770	400	133
200	550	1135	910	450	227
300	750	1640	1610	400	666

Задвижки клиновые с выдвижным шпинделем и электроприводом во взрывозащищенном исполнении с концами под приварку стальные на p_y = 7,5 МПа (рис. 2.1.60, табл. 2.1.52). Условное обозначение ЗКЛПЭ-75. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих нефтепродукты при температуре до 90 °С. Технические требования регламентированы ГОСТ 5762. К трубопроводу присоединяются сваркой,

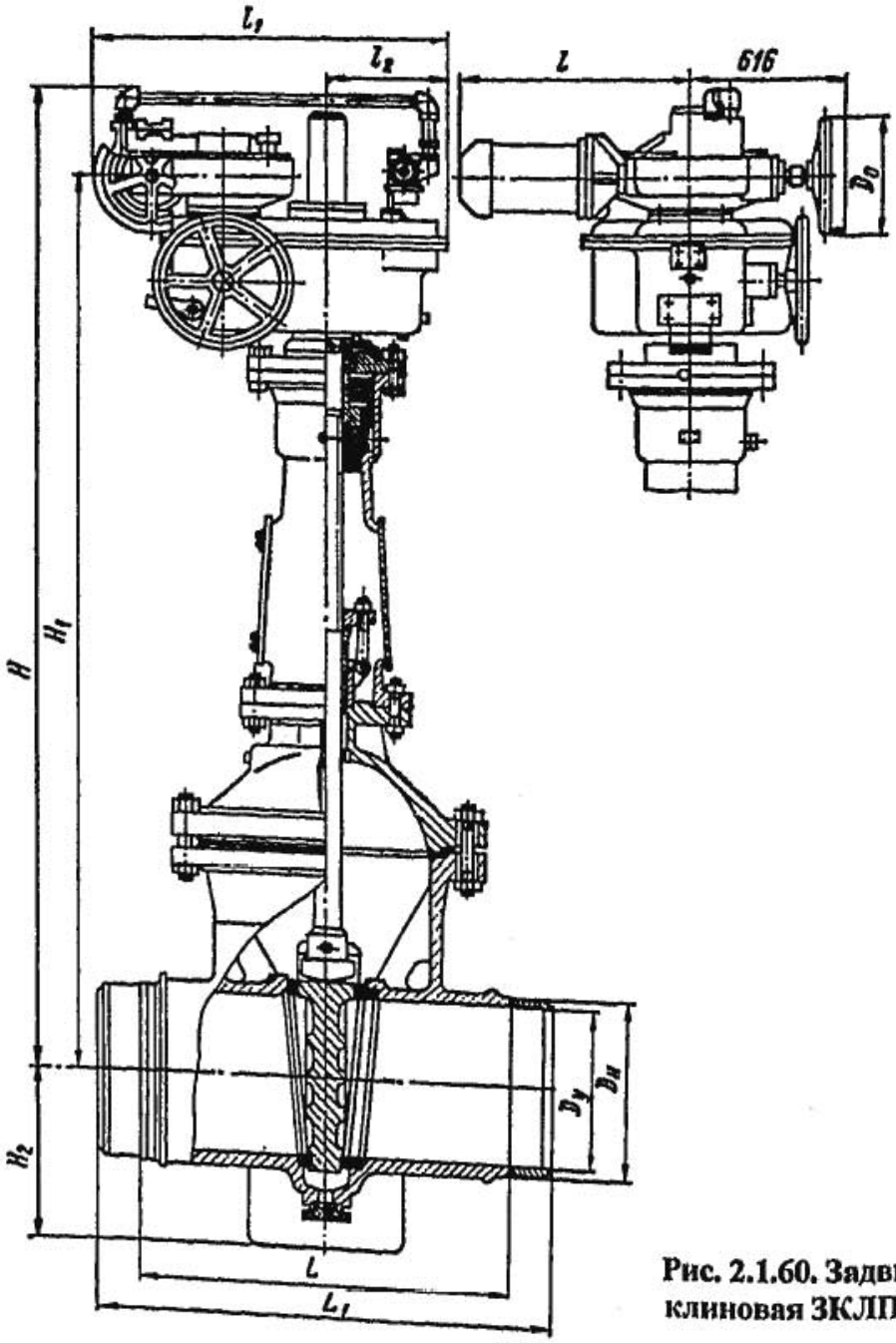


Рис. 2.1.60. Задвижка клиновая ЗКЛПЭ-75

Таблица 2.1.52

D_y, мм	L	L_1	$D_н$	H	H_1	H_2	l	l_1	l_2	D_0	Масса, кг
	мм										
350	800	–	370	2475	1897	425	714	918	368	400	2000
500	1230	1450	520	4070	3562	500	714	1510	520	500	4625
600	1330	1650	600	4340	3833	600	859	1510	520	500	5900
700	1800	1850	720	4205	3854	750	859	1460	520	400	7248
1000	2100	2500	1020	4480	3876	750	859	1460	520	400	10 060

для чего в корпусе предусмотрены патрубки. Управление задвижками дистанционное, при помощи электроприводов, выполненных во взрывозащищенном исполнении. Предусмотрена возможность ручного управления маховиком с использованием червячной передачи редуктора электропривода.

Задвижки устанавливают на горизонтальном трубопроводе вертикально электроприводом вверх. Может быть допущена установка задвижек с горизонтальным расположением шпинделя при условии смазывания червячной пары и роликоподшипников густой смазкой и при наличии опоры под электропривод.

Корпус, крышка и клин изготовляются из углеродистой стали. По заказу задвижки с диаметрами D_y 350; 600; 700 и 1000 мм могут быть изготовлены из коррозионно-стойкой стали Х18Н9ТЛ. Прокладка выполняется из паронита. Задвижки имеют верхнее уплотнение – отключение сальниковой полости при полностью поднятом вверх шпинделе. На прочность задвижки испытывают при пробном давлении $p_{пр}$ = 11,5 МПа.

Задвижки клиновые с выдвижным шпинделем муфтовые стальные на p_y = 16,0 МПа (рис. 2.1.61, табл. 2.1.53). Условное обозначение ЗКС-160. Предназначены для трубопрово-

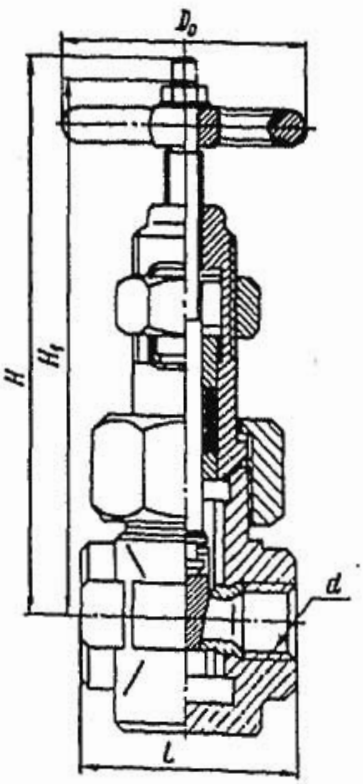


Рис. 2.1.61. Задвижка клиновая ЗКС-160

Таблица 2.1.53

D_y, мм	L	H	H_1	D_0	Резьба коническая трубная d, дюймы	Масса, кг
	мм					
15	70	180	165	80	½	.2,3
20	95	220	195	100	¾	3,9
25	95	230	200	100	1	4
40	120	310	265	140	1½	9,8

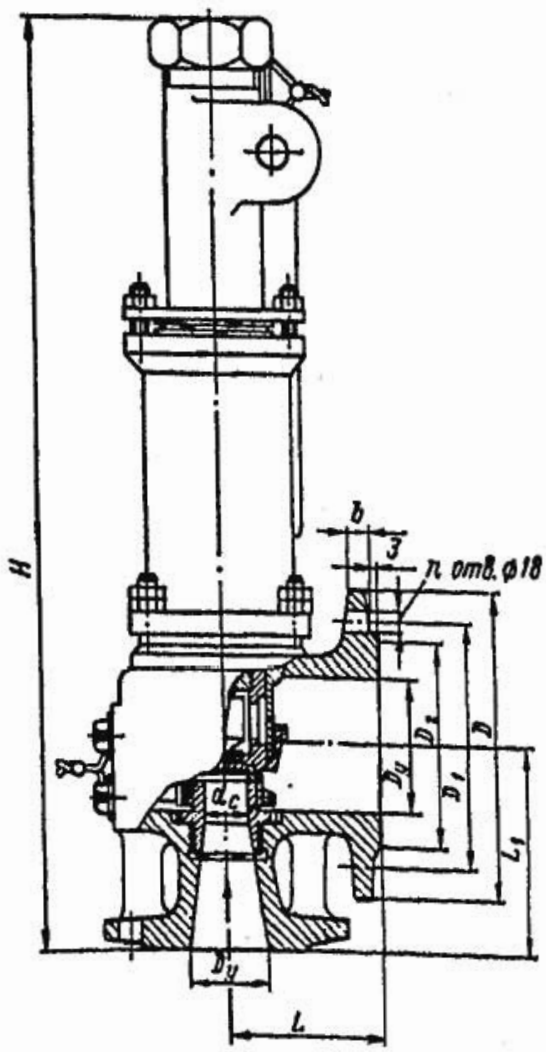


Рис. 2.1.62. Клапан предохранительный СППК4-16

дов, транспортирующих жидкие и газообразные нефтепродукты при температуре до 430 °С. К трубопроводу присоединяются резьбовыми муфтами. Задвижки могут быть установлены на трубопроводе в любом рабочем положении. Корпус и крышка изготовляются из стали 18ХГ, клин – из стали 3Х13, втулка – из стали 2Х13. Задвижки испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 240 МПа. При рабочей температуре среды $t_р \le 200$ °С допускается рабочее давление $p_р$ = 16,0 МПа, при $t_р$ = 450 °С допускается $p_р$ = = 6,7 МПа.

Полноподъемные пружинные ***предохранительные клапаны*** являются преобладающим типом предохранительной арматуры для нефтепроводов.

Клапаны предохранительные полноподъемные пружинные фланцевые стальные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.62, табл. 2.1.54). Условное обозначение СППК4-16. Предназначены для использования

Таблица 2.1.54

D_y, мм	D_{y1}	L	L_1	H	d_c	D	D_1	D_2	b	n	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
	мм											
50	80	100	125	570	30	185	150	128	13	4	23	25
80	100	110	140	660	40	205	170	148	13	4	41	35
100	125	130	175	815	50	235	200	178	13	8	65	50
150	200	200	225	1050	72	315	280	258	17	8	150	100

на установках в системах и трубопроводах с жидкими и газообразными нефтепродуктами при температуре до 350 °С. Присоединение клапана осуществляется при помощи фланцев. Входной фланец имеет размеры на p_y = 1, 6 МПа по ГОСТ 12821, выходной фланец имеет размеры на p_y= 0,6 МПа по ГОСТ 12830.

Клапаны устанавливаются в рабочем положении вертикально, колпаком вверх. Продувка клапана производится при помощи специального рычага. Настройка клапана для работы при требуемом рабочем давлении осуществляется установкой одной из сменных пружин. Требуемая пружина указывается в заказе на поставку клапанов. Давление обратной посадки и открытия клапана регулируются при помощи регулировочных резьбовых втулок, навинченных на выступающую часть седла и на направляющую обойму. Уплотнение затвора обеспечивается золотником и седлом из стали 2Х13. Корпус и крышка изготовляются из стали, прокладка – из паронита. На прочность клапаны испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды $t_р$ = 350 °С допускается рабочее давление $p_р$ = 1,1 МПа.

Клапаны предохранительные специальные полноподъемные пружинные фланцевые стальные на p_y = 6,4 МПа (рис. 2.1.63, табл. 2.1.55). Условное обозначение СППК4-64. Предназначены для использования на установках, системах и трубопроводах с жидкими или газообразными нефтепродуктами (неагрессивными) при температуре до 450 °С. Присоединение клапана осуществляется при помощи фланцев. Входной фланец имеет размеры на $p_р$ = 6,4 МПа по ГОСТ 12825, выходной – на $p_р$ = 4,0 МПа по ГОСТ 12822. Клапаны устанавливаются в рабочем положении верти-

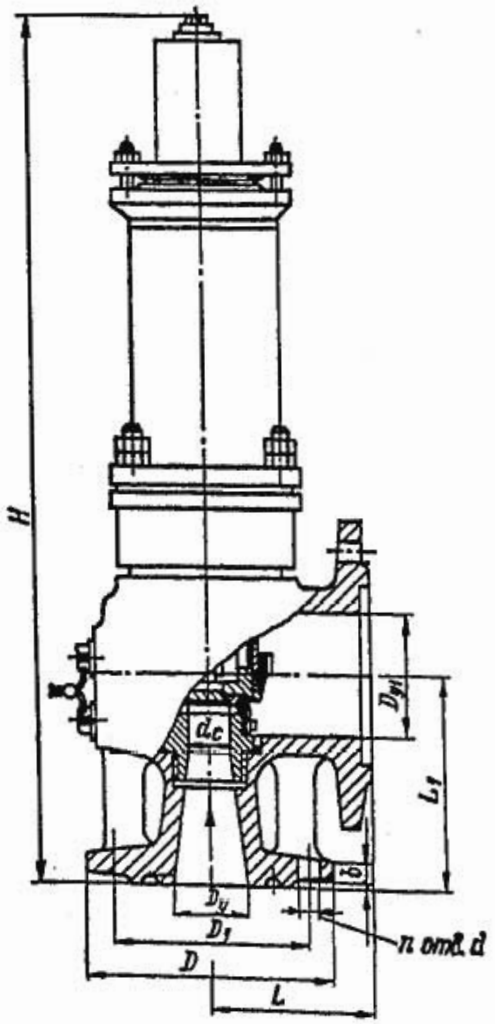


Рис. 2.1.63. Клапан предохранительный СППК4-64

кально, колпаком вверх. Настройка клапана для работы на требуемом рабочем давлении осуществляется установкой одной из сменных пружин. Требуемая пружина указывается в заказе на поставку клапанов.

Давление обратной посадки и открытия клапана регулируется при помощи регулировочных резьбовых втулок, навинченных на выступающую часть седла. Для снижения влияния высокой температуры на пружину клапан снабжен промежуточным патрубком между корпусом и крышкой. Уплотнение затвора обеспечивается золотником и седлом из стали 2Х13. Корпус и крышка изготовлены из стали. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 9,6 МПа. При рабочей температуре среды $t_р$ = = 450 °С допустимое рабочее давление $p_р$ = 2,6 МПа.

Таблица 2.1.55

D_y, мм	D_{y1}	L	L_1	H	d_c	D	D_1	b	d	n	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
	мм											
50	80	150	120	625	30	175	135	23	23	4	23	50
80	100	160	160	725	40	210	170	27	23	8	41	67
100	125	200	190	855	50	250	200	29	27	8	65	83

2.1.4. Типы и исполнения арматуры для особых сред

По особенности сред выделим арматуру для жидких вязких сред, требующих подогрева; для жидкого или газообразного аммиака и для газообразного фреона [10].

Краны с паровым обогревом для вязких сред наиболее предпочтительны ввиду их малого гидравлического сопротивления и вертикальности оси, что не приводит к перемещению или вытеснению вязкой среды.

Краны проходные сальниковые с паровым обогревом фланцевые чугунные на p_y = 0,6 МПа (рис. 2.1.64, табл. 2.1.56). Условное обозначение КПО-6. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих фенолы при температуре до 110 °С и фенолоформальдегидные среды при температуре до 150 °С. Краны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев с размерами по ГОСТ 1235.

Для парового подогрева кран снабжен рубашкой, в которую подается пар с давлением не более 1,0 МПа и температурой не более 150 °С. Для спуска конденсата в рубашке имеются отверстия, закрытые пробками. Направление проходного отверстия в пробке указано риской на торце квадрата пробки. Посадка пробки крана регулируется соответствующей затяжкой сальника.

Корпус и пробка изготовляются из чугуна, прокладки – из паронита, в качестве набивки сальника используется пропитанная пенька. Краны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Допускается рабочее давление $p_р$ = 0,6 МПа при рабочей температуре среды $t_р \le 150$ °С.

Краны проходные сальниковые с паровым обогревом фланцевые стальные на p_y = 1,0 МПа (рис. 2.1.65, табл. 2.1.57). Условное обозначение 11с7бк. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих каменноугольные смолы, пек и другие кристаллизующиеся среды при системах и трубопроводах с жидкими и газообразными нефтепродуктами с температурой до 350 °С. Присоединение клапана осуществляется при помощи фланцев. Входной фланец имеет размеры на p_y = 1, 6 МПа по ГОСТ 12821..

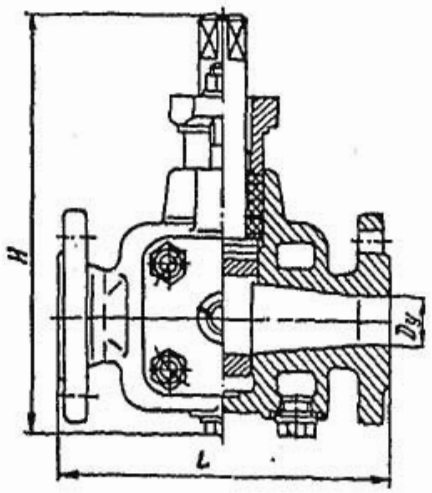


Рис. 2.1.64. Кран проходной КПО-6

Таблица 2.1.56

D_y, мм	L	H	Масса, кг
	мм		
25	160	198	8
32	180	200	10,3
50	230	310	19,8
80	280	390	35,7

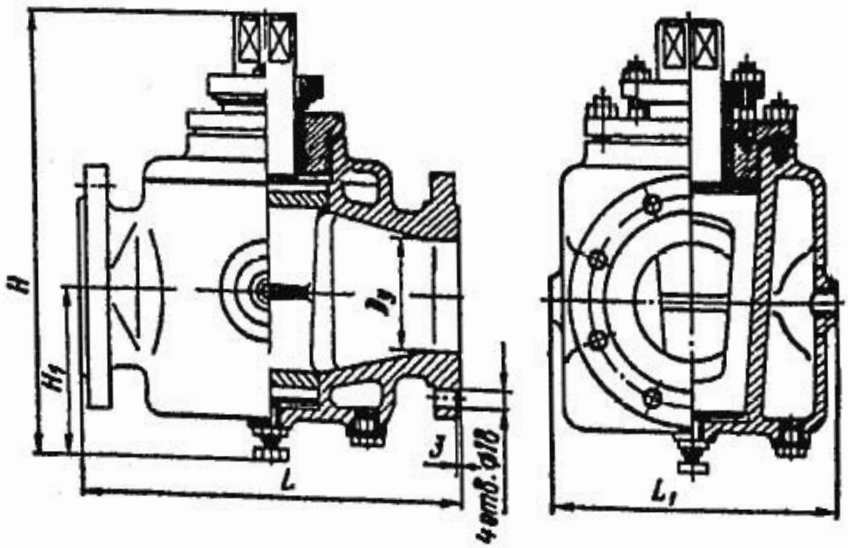


Рис. 2.1.65. Кран проходной 11с7бк

Таблица 2.1.57

D_y, мм	L	L_1	H	H_1	Масса, кг
	мм				
50	230	161	250	94	16,8
80	310	222	349	135	42,8

Для парового обогрева кран снабжен рубашкой, в которую подается пар под давлением не более 1,6 МПа и температурой не выше 400 °С. Для спуска конденсата в рубашке имеются отверстия, закрытые пробками. Направление проходного отверстия в пробке указано риской на торце

квадрата пробки. Посадка пробки крана регулируется соответствующей затяжкой сальника.

Корпус изготавливается из стали, пробка – из чугуна. Краны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа.

Допускается рабочее давление среды $p_р$ = 0,64 МПа при рабочей температуре среды $t_р$ = 400 °С.

Запорные клапаны с фланцевым присоединением к трубопроводу обычно применяются для установок и трубопроводов, рабочей средой в которых является аммиак или фреон.

Клапаны запорные фланцевые из ковкого чугуна на $p_у$ = 2,5 МПа (рис. 2.1.66, табл. 2.1.58). Условное обозначение 15кч16п3. Предназначены для использования на установках и трубопроводах, рабочей средой в которых является жидкий или газообразный аммиак при температуре от –30 до +150 °С. Основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 18163. Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. К трубопроводу присоединяются с помощью фланцев, размеры которых установлены по ГОСТ 12818.

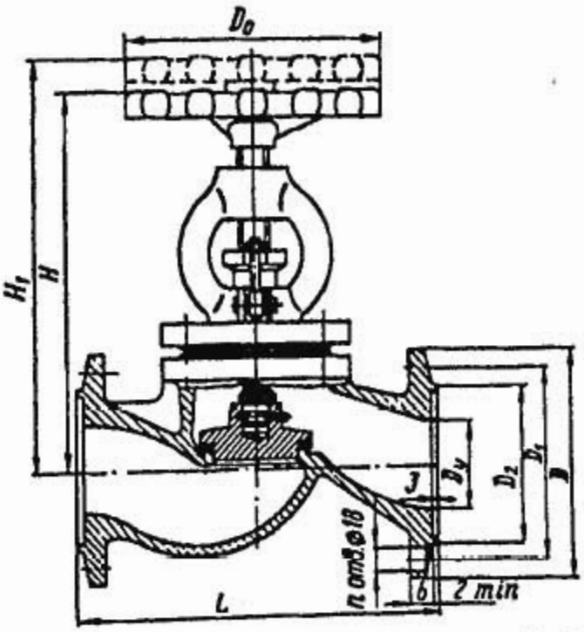


Рис. 2.1.66. Клапан запорный 15кч16п3

Таблица 2.1.58

$D_у$, мм	L	H	H_1	D	D_0	D_1	D_2	D_6	b	n	Масса, кг
	мм										
32	180	215	228	120	135	100	78	66	15	4	8
40	200	235	253	120	145	110	88	76	15	4	11
50	230	235	253	120	160	125	102	88	17	4	14
65	290	295	330	200	180	143	122	110	19	8	25
80	310	325	360	200	195	160	138	121	21	8	32

Рабочая среда подается под золотник. Клапаны имеют верхнее уплотнение в крышке, которое позволяет при поднятом вверх до отказа шпинделе отключить сальниковую камеру. Уплотнение затвора обеспечивается фторопластовым уплотнительным кольцом на золотнике и уплотняющей поверхностью седла корпуса. Корпус и крышка изготовляются из ковкого чугуна, прокладка – из паронита. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 3,8 МПа. При рабочей температуре среды $t_р \le 150$ °С допускается рабочее давление среды $p_р$ = 2,4 МПа.

Клапаны запорные с колпаком фланцевые из ковкого чугуна на $p_у$ = 1,6 МПа (рис. 2.1.67, табл. 2.1.59). Условное обозначение 15кч80п. Предназначены для использования на установках и трубопроводах, рабочей средой в которых являются фреон-12 и фреон-22 при температуре от –30 до +120 °С. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев с размерами по ГОСТ 12818. Клапаны могут устанавливаться в любом рабочем положении.

Рабочая среда подается под золотник. Клапаны имеют верхнее уплотнение в крышке, которое позволяет при поднятом вверх до отказа шпинделе отключать сальниковую камеру. Также они имеют колпак с маховиком. Колпак, навинченный на крышку, предотвращает утечку фреона через сальник. Для управления клапаном колпак отвинчивают и используют в качестве маховика. Уплотнение затвора обеспечивается фторопластовым уплотнительным кольцом в золотнике и уплотнительной поверхностью седла в корпусе.

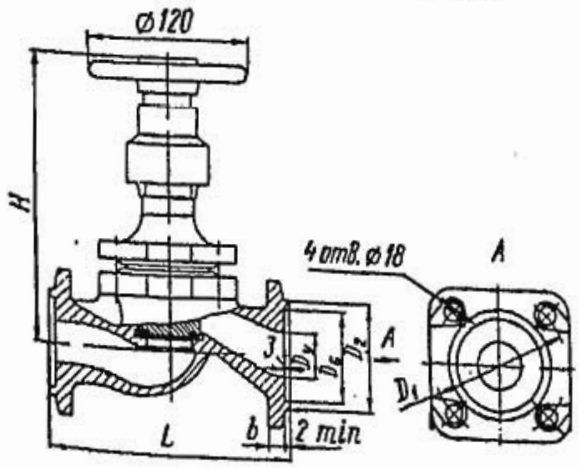


Рис. 2.1.67. Клапан запорный 15кч80п

Корпус и крышка изготовляются из ковкого чугуна, прокладка – из паронита, в качестве набивки сальника используются резиновые кольца. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды $t_р \le 120$ °С допускается рабочее давление среды $p_р$ = 1,6 МПа.

Таблица 2.1.59

D_y, мм	L	H	B	D_1	D_2	D_6	b	Масса, кг
	мм							
32	180	255	105	100	78	66	13	8
40	200	271	110	110	88	76	13	10,1
50	230	277	125	125	102	88	15	12,2

2.1.5. Типы и исполнения общепромышленной арматуры

Арматура общепромышленного назначения широко используется для установки на водопроводных линиях, газо- и паропроводах, а также магистральных газопроводах. Выпускается, как правило, серийно.

Исполнения запорной общепромышленной арматуры. Серийно выпускаются краны, клапаны, задвижки и заслонки.

Краны наиболее часто применяемые:

- пробковые проходные чугунные;
- шаровые проходные чугунные;
- пробковые проходные стальные;
- краны для газопроводов.

Краны пробковые проходные сальниковые фланцевые чугунные на p_y = 1,0 МПа (рис. 2.1.68, табл. 2.1.60). Условное обозначение 11ч8бк. Краны предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду, нефть или минеральное масло при рабочей температуре $t_p \le 100$ °С. Краны могут устанавливаться на трубопроводах в любом рабочем положении. Тип крана, его основные размеры, а также технические требования регламентированы ГОСТ 19193. Корпус, пробка и сальник изготовляются из чугуна. В качестве набивки сальника используется пенька. Присоединение к трубопроводу осуществляется при помощи фланцев по ГОСТ 12351, имеющих присоединительный бурт. Направление проходного отверстия в пробке указано риской на торце квадрата пробки. Посадка пробки крана регулируется гайками сальника. Краны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа. Допустимое рабочее давление среды p_p = 1,0 МПа при $t_p \le 100$ °С.

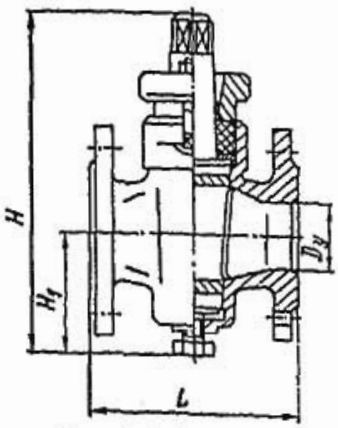


Рис. 2.1.68. Кран пробковый 11ч8бк

Таблица 2.1.60

D_y, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
25	110	164	–	3,4
40	150	230	90	7,3
50	170	260	96	10,6
65	220	305	110	16,75
80	250	345	134	21,95
100	300	392	145	28,6

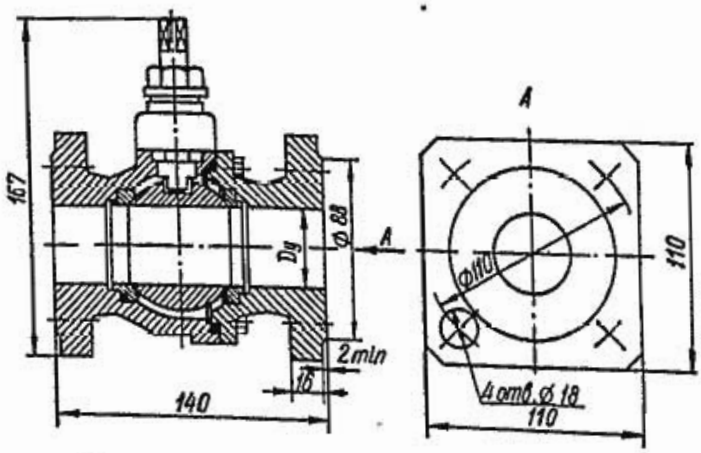


Рис. 2.1.69. Кран шаровой проходной сальниковый фланцевый чугунный 11ч37п

Кран шаровой проходной сальниковый фланцевый чугунный на p_y = 1,0 МПа (рис. 2.1.69). Условное обозначение 11ч37п. Шаровые краны имеют малые габариты, малое гидравлическое сопротивление и высокие эксплуатационные качества, благодаря чему они получают широкое применение на различных трубопроводах, в том числе и на трубопроводах больших диаметров прохода (до D_y 3000 мм).

Кран шаровой 11ч37п (D_y 40 мм), выпускаемый серийно, предназначен для трубопроводов, транспортирующих воду, нефть или минеральное масло при рабочей температуре $t_p \leq 160$ °С. Краны на трубопроводе могут устанавливаться в любом рабочем положении. Корпусные детали крана изготовляются из чугуна, а уплотнительные кольца – из фторопласта-4. Набивка сальника – из пропитанной пеньки. Присоединение к трубопроводу осуществляется четырьмя болтами М16 при помощи квадратных фланцев D_y 40 мм по ГОСТ 1235. Направление проходного отверстия в пробке указано риской да торце квадрата пробки. Краны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 1,5 МПа. Допустимое рабочее давление среды p_p = 1,0 МПа при $t_p \leq 100$ °С.

Краны пробковые со смазкой фланцевые стальные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.70, табл. 2.1.61). Условное обозначение КСР-16. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих жидкие и газообразные среды с температурой от –40 до +100 °С. Краны изготовляются в соответствии с техническими требованиями по ГОСТ 10195. Краны могут устанавливаться в любом рабочем положении. Присоединение к трубопроводу осуществляется с помощью фланцев, размеры которых регламентированы ГОСТ 12821. Краны управляются вручную рукояткой или маховиком, также могут быть снабжены червячным редуктором. Корпус и пробка изготовляются из стали.

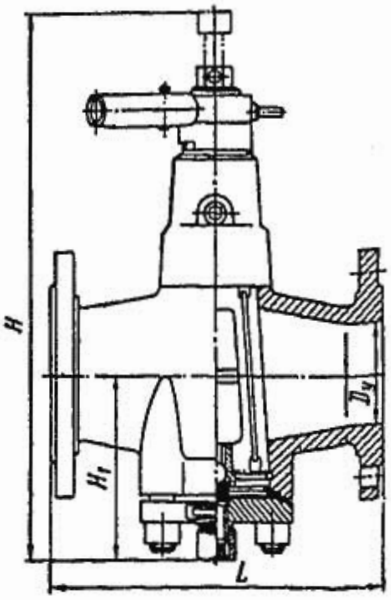


Рис. 2.1.70. Кран пробковый КСР-16

Для уменьшения трения при поворотах пробки кран смазывается смазкой, периодически подающейся по каналам шпинделя и корпуса при поджатии болта, расположенного в верхней части шпинделя. С этой целью на конусных соприкасающихся поверхностях корпуса и пробки предусмотрены канавки. Посадка пробки крана регулируется болтом через шаровую пяту в нижней части пробки. Направление проходного отверстия в пробке указано риской на торце шпинделя или стрелкой на втулке червячного редуктора. Краны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Допустимое рабочее давление $p_р$ = 1,6 МПа при рабочей температуре среды $t_р \le 100$ °С.

Таблица 2.1.61

D_y, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
50	250	397	112	20
80	280	465	145	30
100	300	535	170	45
150	350	645	195	120

Краны со смазкой с обводом для бесколодезной установки с пневмоприводом с концами под приварку стальные на p_y = 6,4 МПа (рис. 2.1.71, табл. 2.1.62). Условное обозначение 11с723бк. Краны предназначены для трубопроводов, транспортирующих природный, попутный нефтяной или искусственный газ с температурой от –40 до +80 °С. Нормальная работа крана обеспечивается при температуре окружающего воздуха от –40 до +40 °С. Краны должны устанавливаться на горизонтальных трубопроводах вертикально, пневмоприводом вверх. Управление краном дистанционное – с помощью пневмопривода, в котором рабочей средой является транспортируемый по трубопроводу газ, предварительно осушенный и очищенный от твердых примесей. Давление подаваемого в пневмопривод газа равно давлению в трубопроводе. Предусмотрено также ручное управление с помощью маховика и червячной передачи.

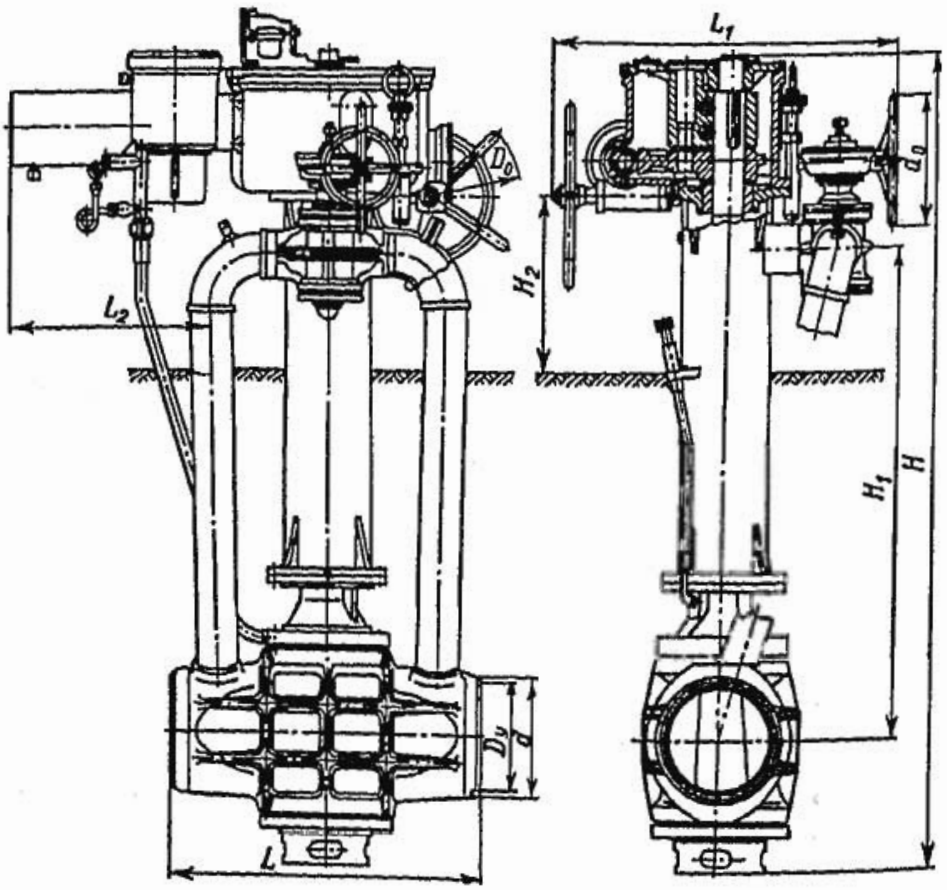


Рис. 2.1.71. Кран пробковый со смазкой с обводом с пневмоприводом 11с723бк

Таблица 2.1.62

D_y, мм	L	L_1	L_2	H	H_1	H_2	D_0	d_0	d	Масса, кг
	мм									
400	1200	1225	1220	2885	1725	700	700	480	433	2884
500	1300	1225	1220	2980	1775	700	700	480	544	3465
700	1500	1465	1420	3775	1930	680	1150	480	738	6058

С целью уменьшения усилий, необходимых для управления краном, предусмотрен обвод, который позволяет снизить перепад давлений на пробке крана. Обвод управляется пробковым краном меньшего размера. Сигнализация крайних положений пробки и ее остановка осуществляются при помощи конечных выключателей.

Корпус и крышка изготовляются из стали, пробка крана – из чугуна. В качестве набивки сальника используется пропитанный асбест. Корпус крана имеет концы под приварку к трубопроводу. Краны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 9,6 МПа. Допустимое рабочее давление $p_р$ = 6,4 МПа при рабочей температуре среды $t_р \le 80$ °С.

Пробковые краны, используемые на магистральных газопроводах, заменяются шаровыми. В настоящее время на линейной части магистральных газопроводов шаровые краны являются основным запорным органом.

Клапаны запорные можно подразделить на:

– запорные чугунные (в том числе из ковкого чугуна);

– запорные стальные;

– запорные шаровые.

Клапаны запорные фланцевые чугунные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.72, табл. 2.1.63). Условные обозначения: при уплотнении затвора уплотнительным кольцом на золотнике из фторопласта-4 – 15ч9р2 или 15ч9р3.

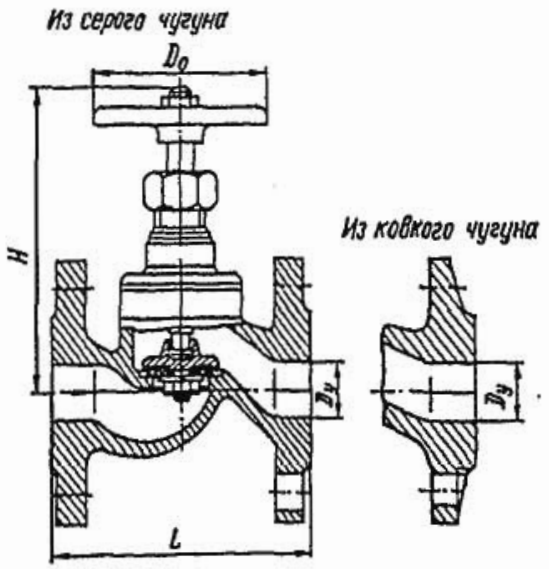


Рис. 2.1.72. Клапан запорный фланцевый чугунный

Таблица 2.1.63

D_y, мм	L	H	D_0	Масса, кг
	мм			
25	120	132	100	3,16
32	140	133	100	5,15
40	170	164	120	7,65
50	200	165	140	10,30

Клапаны предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду, воздух или пар при температуре до 225 °С (15ч9п2), воду при температуре до 50 °С (15ч9р2), топливный газ при температуре до 50 °С (15ч9р3). Могут устанавливаться в любом рабочем положении. Конструкция клапанов регламентирована ГОСТ 18722, технические требования – ГОСТ 5761. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235.

Рабочая среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из серого чугуна. Уплотнение затвора обеспечивается чугунным седлом корпуса и уплотнительным кольцом на золотнике. Прокладка между корпусом и крышкой изготовляется из паронита. На прочность клапаны испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Для клапанов 15ч9п2 при рабочей температуре среды $t_р$ = 225 °С допускается рабочее давление $p_р \le 1{,}5$ МПа, а при $t_р \le 120$ °С $p_р \le 1{,}6$ МПа. Для клапанов 15ч9р2 и 15ч9р3 допускаются $t_р \le 50$ °С и $p_р$ = 1,6 МПа.

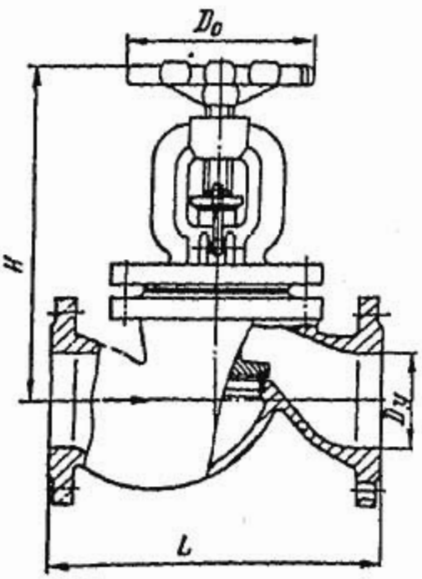


Рис. 2.1.73. Клапан запорный фланцевый 15ч14бр

Клапаны запорные фланцевые чугунные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.73, табл. 2.1.64). Условное обозначение 15ч14бр. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре до 225 °С. Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. Конструкция и основные размеры регламентированы ГОСТ 18722. К трубопроводу присоединяются при помощи

Таблица 2.1.64

D_y, мм	L	H	D_0	Масса, кг
	мм			
65	290	317	160	22
80	310	335	200	29
100	350	395	200	39,7
125	400	440	240	60
150	480	530	320	87
200	600	682	400	142

фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235. Рабочая среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из серого чугуна.

Уплотнение затвора обеспечивается латунными уплотнительными кольцами в корпусе и золотнике. Прокладка изготовляется из паронита. На прочность клапаны испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды $t_р$ = 225 °С допускается $p_р$ = 1,45 МПа.

Клапаны запорные прямоточные фланцевые стальные на p_y = = 1,6 МПа (рис. 2.1.74, табл. 2.1.65). Условное обозначение 15с58нж. Предназначены для установки на трубопроводах, транспортирующих воду, пар и другие жидкие и газообразные среды при температуре до 425 °С. Конструкция и основные размеры регламентированы ГОСТ 10095 (кроме клапанов D_y 25 мм). Технические требования по ГОСТ 5761. Клапаны могут устанавливаться на трубопроводе в любом рабочем положении. К трубопроводу они присоединяются при помощи фланцев по ГОСТ 12821, возможно изготовление фланцев по ГОСТ 12822 и ГОСТ 12823. Рабочая среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из стали.

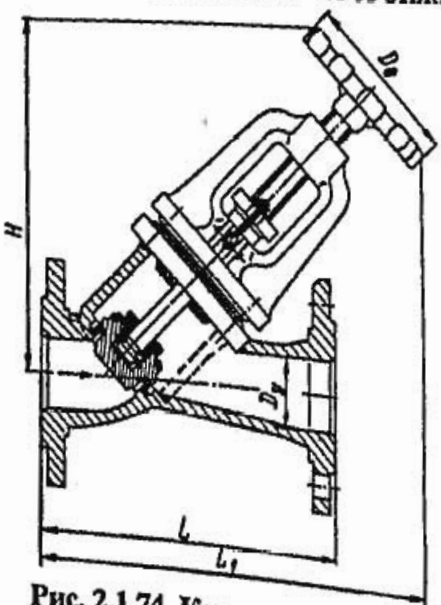


Рис. 2.1.74. Клапан запорный фланцевый 15с58нж

Таблица 2.1.65

D_y, мм	L	L_1	H	D_0	Масса, кг
	мм				
25	160	260	225	80	6,5
32	180	240	225	80	8,0
40	200	265	255	100	10,7
50	230	340	292	120	13,7
80	310	470	405	200	27,7
100	350	580	506	240	47,35
150	480	805	700	360	89,0

Уплотнение затвора обеспечивается уплотнительными кольцами, образованными наплавкой коррозионно-стойкой стали на поверхности седла, корпуса и золотника. Клапаны имеют верхнее уплотнение в крышке (седло наплавлено коррозионно-стойкой сталью), которое позволяет при поднятом вверх до отказа шпинделе отключить сальниковую камеру, например для поднабивки сальника. Прокладка изготовляется из паронита. Испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды 425 °С допускается рабочее давление 0,9 МПа.

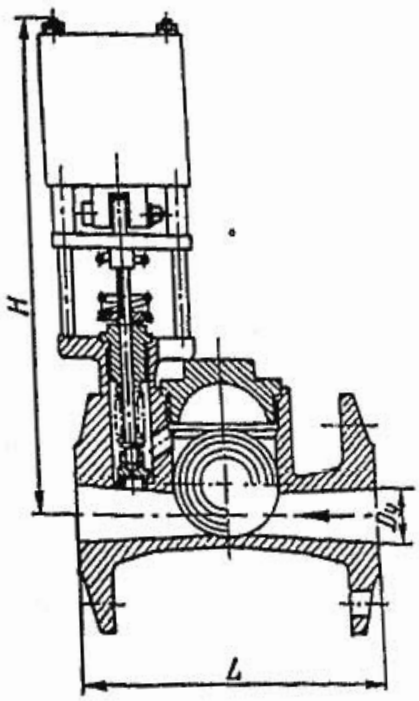


Рис. 2.1.75. Клапан запорный шаровой ЗЛ2135

Клапаны запорные шаровые с электромагнитным приводом фланцевые из ковкого чугуна (рис. 2.1.75, табл. 2.1.66). Условное обозначение ЗЛ2135. Предназначены для трубопроводных систем дистанционного управления, транспортирующих воду и пар при температуре до 140 °С, а также воздух и нейтральные газы при рабочей температуре от –30 до +50 °С. Рабочее давление $p_р$ = 1,6 МПа при

Таблица 2.1.66

D_y, мм	L	H	Масса, кг
	мм		
25	160	275	9,3
50	239	295	15,2
70	290	300	20,2

$t_р \leq 140$ °С. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, электромагнитом вверх. Присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 12817.

Рабочая среда подается со стороны фланца, противоположного электромагниту. Корпус и крышка изготовляются из ковкого чугуна, шар из теплостойкой резины, прокладка из фторопласта-4. Управление клапанами осуществляется дистанционно с помощью электромагнита с золотниковым устройством, перекрывающим подачу среды в надшаровое пространство.

Клапан работает следующим образом. Когда электромагнит обесточен, золотник под действием пружины перекрывает выход среды, заполняющей надшаровое пространство. Давлением среды шар плотно прижимается к боковой сферической уплотнительной поверхности корпуса и герметично перекрывает проход клапана. При включении тока электромагнит поднимает золотник, надшаровое пространство соединяется с выходной стороной клапана, давление над шаром понижается и он поднимается, открывая проход в клапане. Испытание клапанов на прочность производится при пробном давлении $p_{пр} = 2{,}4$ МПа.

Задвижки общепромышленного назначения можно разделить на:

– задвижки клиновые чугунные (с выдвижным и невыдвижным шпинделем);

– задвижки параллельные чугунные;

– задвижки клиновые стальные;

– задвижки для газо- и нефтепроводов.

Задвижки клиновые двухдисковые с невыдвижным шпинделем фланцевые чугунные на $p_y = 0{,}6$ МПа (рис. 2.1.76, табл. 2.1.67). Условное обозначение 30ч17бк. Предназначены для трубопроводов, транспорти-

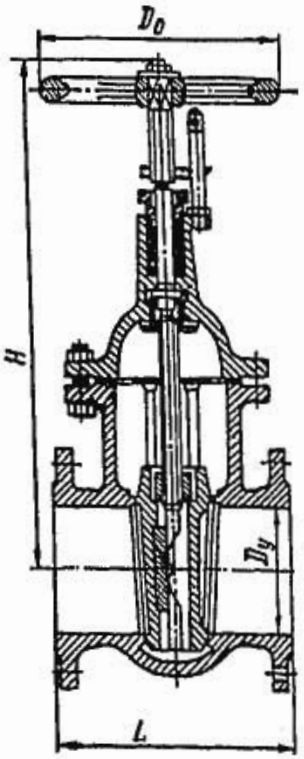


Рис. 2.1.76. Задвижка чугунная с невыдвижным шпинделем 30ч17бк

рующих топливный газ при температуре до 100 °С. Конструкция и размеры регламентированы ГОСТ 11933. Технические требования по ГОСТ 5762. Задвижки присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235 на p_y = 1,0 МПа. Управление задвижками производится вручную маховиком. Имеется указатель положения затвора. Устанавливаются на трубопроводе в любом рабочем положении.

Корпус, крышка и диски изготовляются из чугуна. Для прокладки используется паронит, в качестве набивки – пропитанная пенька. Уплотнение затвора обеспечивается чугунными уплотнительными кольцами на корпусе и дисках. На прочность задвижки испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Допускается рабочее давление $p_р$ = 0,6 МПа при рабочей температуре среды $t_р \le 100$ °С.

Таблица 2.1.67

D_y, мм	L	H	D_0	Масса, кг
	мм			
50	180	340	140	20,4
80	210	415	160	33,5
100	230	455	200	40,5
150	280	580	280	88,0

Задвижки клиновые с невыдвижным шпинделем с электроприводом фланцевые стальные на p_y = 2,5 МПа (рис. 2.1.77, табл. 2.1.68). Условное обозначение 30с927нж. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре до 225 °С.

Конструкция задвижки регламентируется ГОСТ 11375. Технические требования по ГОСТ 5762. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев с размерами по ГОСТ 12821. По особому заказу задвижки могут быть изготовлены с концами для приварки к трубопроводу. Задвижки устанавливаются на горизонтальном трубопроводе электроприводом вверх. Может быть допущена установка задвижек с горизонтальным расположением шпинделя при условии смазывания червячной пары и роликоподшипников густой смазкой и при наличии опоры под электропривод. Управление задвижками дистанционное с помощью электропривода. Предусмотрена также возможность ручного управления маховиком с использованием червячного редуктора электропривода. Корпус, крышка и клин изготовляются из стали, прокладка – из паронита, в качестве набивки сальника используется пропитанный асбест. Уплотнение затвора обеспечивается уплотнительными кольцами в корпусе и клине, изготовленными из коррозионно-стойкой стали.

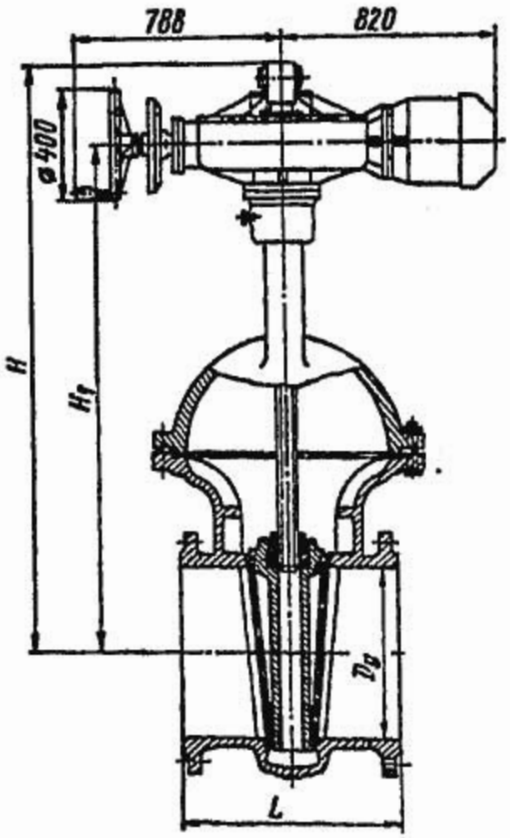


Рис. 2.1.77. Задвижка клиновая с невыдвижным шпинделем стальная 30с927н

Таблица 2.1.68

D_y, мм	L	H	H_1	Масса, кг
	мм			
500	700	1955	1500	1580
600	800	1955	1500	1620
800	1000	2770	2000	3500

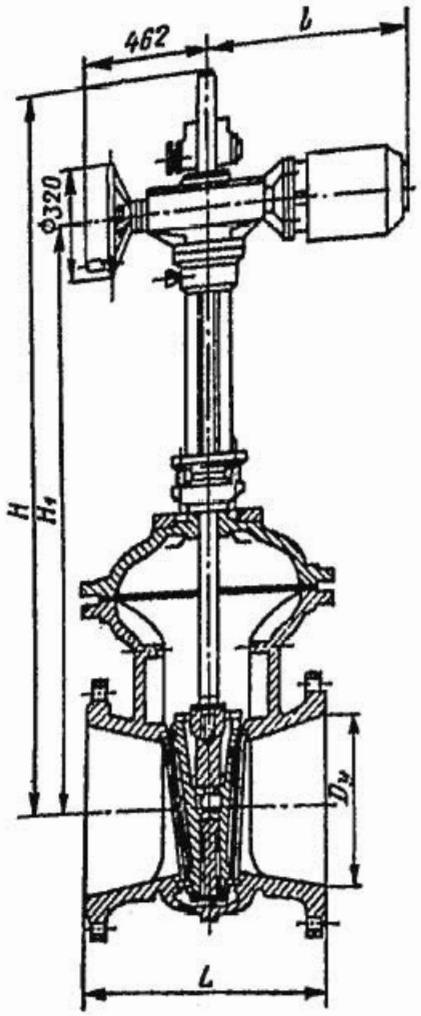


Рис. 2.1.78. Задвижка стальная с выдвижным шпинделем 30с972нж

Задвижки клиновые двухдисковые с выдвижным шпинделем с электроприводом фланцевые стальные на p_y = 2,5 МПа (рис. 2.1.78, табл. 2.1.69). Условное обозначение 30с972нж. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих пар или газ при температуре до 300 °С. Технические требования по ГОСТ 5762. Задвижки присоединяются к трубопроводу при помощи фланцев, размеры которых для задвижек D_y 300 и 400/300 мм, предусмотрены ГОСТ 12822, для задвижек D_y 500/400 мм – ГОСТ 12821. Управление задвижками дистанционное при помощи электропривода. Предусмотрена возможность ручного управления маховиком с использованием червячного редуктора электропривода. Задвижки устанавливаются на горизонтальном трубопроводе вертикально, электроприводом вверх. Может быть допущена установка задвижки с горизонтальным расположением шпинделя при условии смазывания червячной пары и роликоподшипников густой смазкой и при наличии опоры под электропривод.

Таблица 2.1.69

D_y, мм	L	H	H_1	l	Масса, кг
	мм				
300	500	1560	1280	564	650
400/300	600	1842	1440	604	730
500/400	700	2085	1690	604	1300

Корпус, крышка и клин изготовляются из стали, прокладка – из паронита. Уплотнение затвора обеспечивается уплотнительными кольцами в корпусе и на дисках клина, наплавленными коррозионно-стойкой сталью. В нижней части шпинделя предусмотрен кольцевой бурт, который при поднятом вверх до отказа шпинделем упирается в крышку, перекрывая доступ среды в коробку сальника при полностью открытой задвижке. Задвижки испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 3,8 МПа. При температуре среды $t_р$ = 300 °С допускается $p_р$ = 2,0 МПа.

Исполнения регулирующей общепромышленной арматуры можно подразделить на:

- регулирующие клапаны;
- регуляторы давления прямого действия;
- смесительные клапаны.

Клапаны регулирующие с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые чугунные на $p_у$ = 1,6 МПа (рис. 2.1.79, табл. 2.1.70). Условные обозначения 25ч30нж1-4М НО и 25ч32нж1-4М НЗ. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих жидкие, газообразные среды при температуре 300 °С. Конструкция регламентируется ГОСТ 12892. Технические требования по ГОСТ 12893. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установлены ГОСТ 1235. Клапаны могут быть установлены в любом рабочем положении. Управляются дистанционно, сжатым воздухом. Полный ход плунжера происходит при изменении командного давления воздуха от 0,15 до 1,05 МПа. В процессе эксплуатации на клапане допускаются следующие перепады давлений среды Δp:

$D_у$, мм	≤ 80 ≥ 100
Δp для жидких сред, МПа	≤ 1,5 ≥ 0,7
Δp для газообразных сред, МПа	≤ 1,6 ≥ 1,2

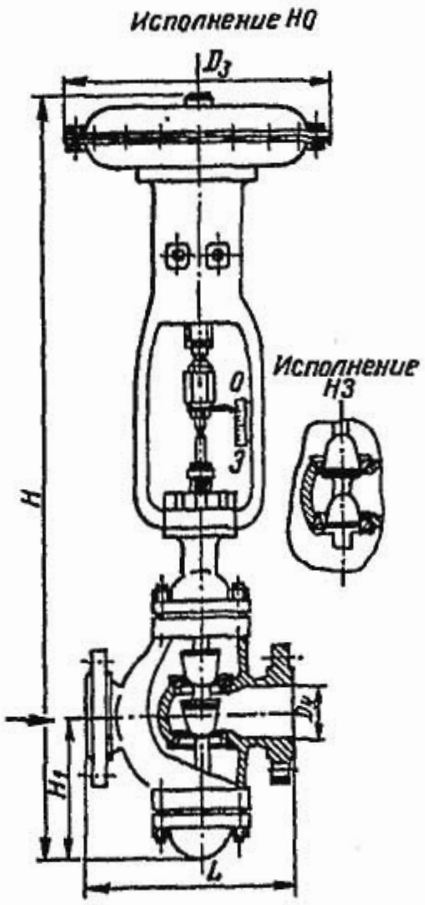


Рис. 2.1.79. Клапан чугунный регулирующий

Таблица 2.1.70

D_y, мм	L	H	H_1	D_0	K_{Vy}, м³/ч	Масса, кг
	мм					
15	130	600	90	250	6,3	19
20	150	620	100	250	10	23
25	160	650	120	250	16	24
32	180	760	120	310	25	36
40	200	790	140	310	40	38
50	230	820	160	310	63	40
65	290	1040	190	380	100	68
80	310	1070	210	380	160	76
100	350	1390	280	460	250	126
125	400	1450	320	460	400	150
150	480	1530	360	460	630	175
200	600	1940	460	570	1000	345

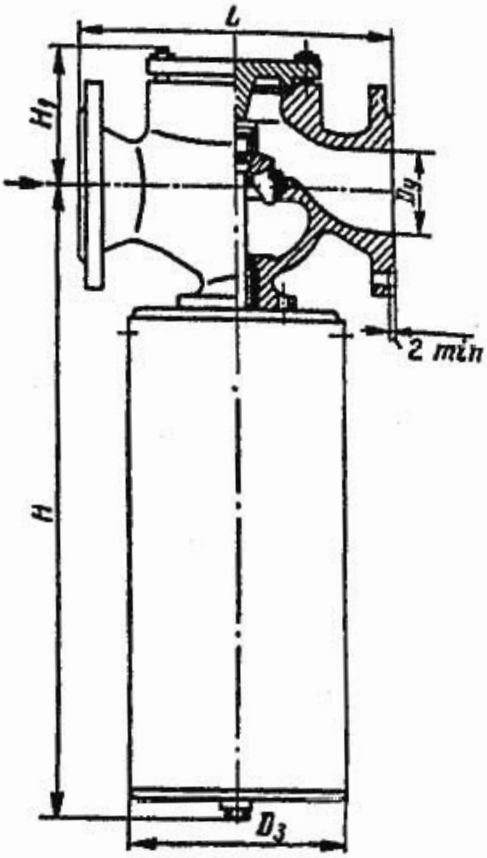


Рис. 2.1.80. Регулятор давления чугунный 21ч2бр

В клапанах D_y 300 мм пропускная характеристика не устанавливается (указывается при заказе). Корпус и крышка изготовляются из чугуна, плунжер и седла – из стали 2Х13, прокладка – из паронита. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. При рабочей температуре среда $t_р$ = 300 °С допускается $p_р \le 1{,}3$ МПа.

Регуляторы давления прямого действия "после себя" пружинные фланцевые чугунные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.80, табл. 2.1.71). Условное обозначение 21ч2бр. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих воздух или пар при температуре до 225 °С. Конструкция регуляторов и технические требования регламентируются ГОСТ 1267. К трубопроводу присоединяются при помощи фланцев, размеры которых установле-

Таблица 2.1.71

D_y, мм	L	H	H_1	D_0	K_{1y}, м³/ч	Пределы регулирования, МПа, для исполнений				Порог чувствительности	Масса, кг
	мм					А	Б	В	Г		
25	160	350	60	120	4	0,2...1,5	0,5...1,0	–	–	0,07	9,5
50	230	505	90	154	10	0,2...0,4	0,4...0,7	0,7...1,0	–	0,05	21
80	310	665	135	214	40	0,2...0,4	0,4...0,6	0,6...0,8	0,8...1,0	0,05	48
100	350	700	150	234	63	0,2...0,4	0,6...0,6	0,6...0,8	0,8...1,0	0,03	70
125	400	850	180	258	100	0,2...0,4	0,6...0,6	0,6...0,8	0,8...1,0	0,03	103
150	480	975	195	304	160	0,2...0,4	0,6...0,6	0,6...0,8	0,8...1,0	0,03	149

ны ГОСТ 1235. Регуляторы устанавливаются на горизонтальном трубопроводе с вертикальным расположением кожуха.

Изготовляются в исполнениях А, Б, В и Г и поставляются настроенными на нижний предел отрегулированного давления для данного исполнения. Степень неравномерности действия регулятора составляет 20 % от первоначально настроенного отрегулированного давления. Уплотнение затвора обеспечивается седлом и золотником из латуни. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, поршень – из стали 2Х13, прокладка – из паронита. Регуляторы испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды $t_р$ = 225 °С допускается $p_р$ = 1,45 МПа.

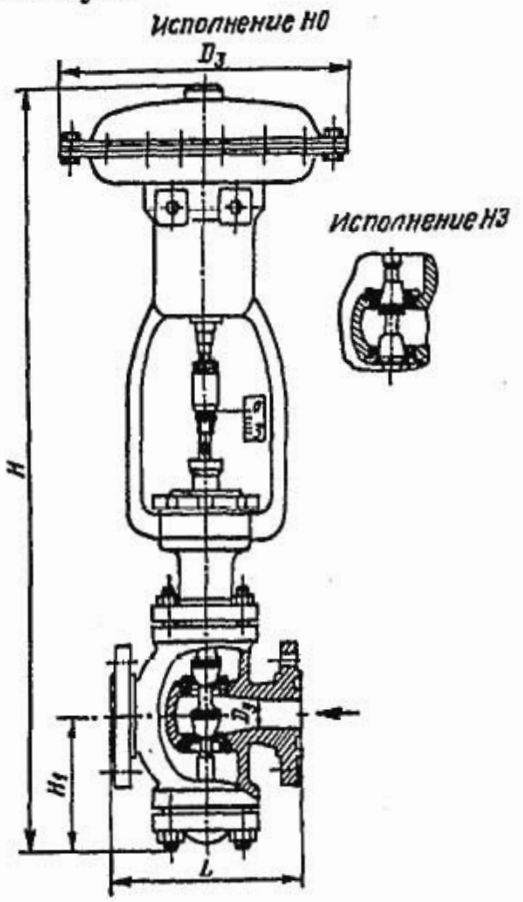


Рис. 2.1.81. Клапан смесительный трехходовой стальной 27с1нж

Клапаны смесительные трехходовые сильфонные с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевые стальные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.81, табл. 2.1.72). Условное обозначение 27с1нж. Предназначены для трубопроводов, транс-

Таблица 2.1.72

D_y, мм	L	H	H_1	D_0	K_{Iy}, м³/ч	Масса, кг
	мм					
15	130	595	130	310	4	32
20	150	605	140	310	6,3	35
25	160	620	150	310	10	37,2
32	180	635	154	310	16	40
40	200	670	180	310	25	48
50	230	725	210	310	40	55
65	290	870	225	380	63	78
80	310	890	245	380	100	90

портирующих воду и другие неагрессивные жидкости при температуре до 350 °С. К трубопроводу присоединяются фланцами, размеры которых установлены ГОСТ 12823. Клапаны устанавливают на трубопроводе в любом рабочем положении. Служат для смешения двух жидких сред при линейной характеристике смешения. В процессе эксплуатации на клапане допускается перепад давлений до 0,1 МПа. Нормальная эксплуатация клапана обеспечивается при температуре окружающего воздуха от –20 до +50 °С. Управление клапанами дистанционное, сжатым воздухом. Полный ход плунжера происходит при изменении командного давления воздуха от 0,015 до 0,105 МПа. Имеется указатель положения плунжера.

Плунжер и седла изготовляются из стали 2Х13, корпус и крышка – из углеродистой стали, прокладка – из паронита. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. При рабочей температуре среды $t_р$ = 350 °С допускается $p_р$ = 1,1 МПа.

Краны смесительные трехходовые с электромотором фланцевые чугунные на рабочее давление $p_р$ = 0,6 МПа (рис. 2.1.82, табл. 2.1.73). Условное обозначение 27ч905нж. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду и другие неагрессивные жидкости при температуре до 150 °С. К трубопроводу присоединяются фланцами на p_y = 1,6 МПа по ГОСТ 1235. Клапаны устанавливают на горизонтальном трубопроводе вертикально, приводом вверх. Служат для смешения двух жидких сред при линейной характеристике смешения.

В процессе эксплуатации на клапане допускается перепад давлений до 0,1 МПа. Нормальная эксплуатация клапана обеспечивается при температуре окружающего воздуха до +50 °С и влажности не более 85 %. Управление клапанами дистанционное, с помощью электромоторного исполнительного механизма ПР-1М мощностью 50 Вт, работающего от сети напряжением 220 В.

Седла изготовляют из стали 2Х13, корпус и крышку – из чугуна, прокладку – из паронита. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. Допускается $p_р$ = 0,6 МПа при рабочей температуре среды $t_р \leq 150$ °С.

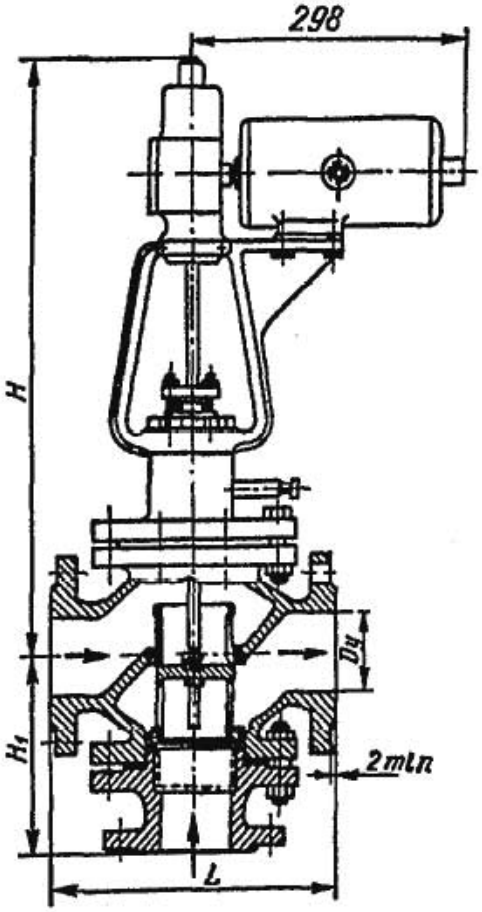


Рис. 2.1.82. Кран смесительный трехходовой чугунный 27ч905нж

Исполнения предохранительной общепромышленной арматуры подразделяются на:

– предохранительные клапаны (мало- и полноподъемные);

– перепускные клапаны;

– разрывные мембраны.

Наиболее широко применяются малоподъемные предохранительные клапаны.

Таблица 2.1.73

D_y, мм	L	H	H_1	K_{Vy}, м³/ч			Масса, кг
	мм			Номер плунжера			
				1	2	3	
50	230	515	170	35	23	12	46
80	310	580	196	80	53	27	68,3
100	350	592	215	140	93	47	91,6

Исполнения защитной арматуры общепромышленного назначения:

- клапаны обратные подъемные;
- клапаны обратные приемные;
- клапаны обратные шаровые;
- клапаны обратные поворотные.

Клапаны обратные подъемные фланцевые чугунные (рис. 2.1.83, табл. 2.1.74) на p_y = 1,6 МПа. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду при температуре до 50 °С (16ч6р) и воду или пар при температуре до 225 °С (16ч6бр). Конструкция и основные размеры по ГОСТ 11816. Технические требования по ГОСТ 11823. Клапаны присоединяются к трубопроводу фланцами, размеры которых установлены ГОСТ 1235. Устанавливают на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх. Среда подается под золотник. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, золотник – из стали, прокладка – из паронита.

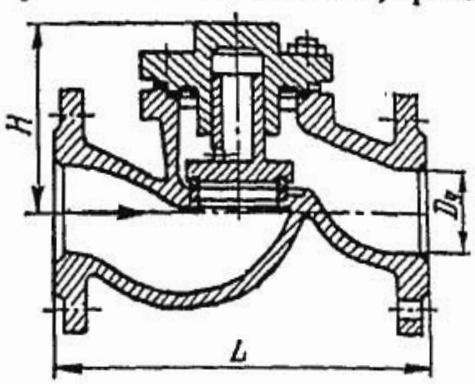


Рис. 2.1.83. Клапан обратный подъемный чугунный фланцевый 16ч6р

Уплотнение затвора в клапанах 16ч6р (D_y 70; 80 и 100 мм) обеспечивается установленным в золотнике уплотнительным кольцом из резины или кожи. В клапанах 16ч6бр (D_y 80; 100 и 150 мм) в корпусе и золотнике предусмотрены латунные уплотнительные кольца. Для клапанов 16ч6р пробное давление $p_{пр}$ = = 1,5 МПа, рабочее давление допускается до $p_р$ = 1,0 МПа при рабочей температуре среды $t_р \leq 50$ °С. Для клапанов 16ч6бр $p_{пр}$ = 2,4 МПа.

Таблица 2.1.74

D_y, мм	L	H	Масса, кг
	мм		
70	290	140	18
80	310	155	23,5
100	350	175	35,5
150	480	230	74

Клапаны обратные приемные с сеткой фланцевые чугунные на p_y = 0,25 МПа (рис. 2.1.84, табл. 2.1.75). Условное обозначение 16ч42р. Клапаны устанавливают на конце вертикального всасывающего трубопровода для предотвращения обратного потока воды, нефти или других жидких сред при температуре до 50 °С. Сетка предохраняет приемный клапан и насос от попадания крупных твердых частиц. Конструкция, основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 10371.

В клапанах D_y 50, 80, 100, 150 и 200 мм предусмотрена одна подъемная тарелка, в клапанах D_y 250 и 300 мм – две поворотные захлопки, в клапанах D_y 400 и 500 мм – четыре поворотные захлопки. Размеры присоединительного фланца по ГОСТ 1235. Клапан устанавливают сеткой вниз.

Корпусные части клапана изготовляются из чугуна, сетка – из стали, уплотнительное кольцо – из резины. Пробное давление $p_{пр}$ = 0,4 МПа. Допускается рабочее давление $p_р$ = 0,25 МПа при рабочей температуре среды $t_р \le 50$ °С.

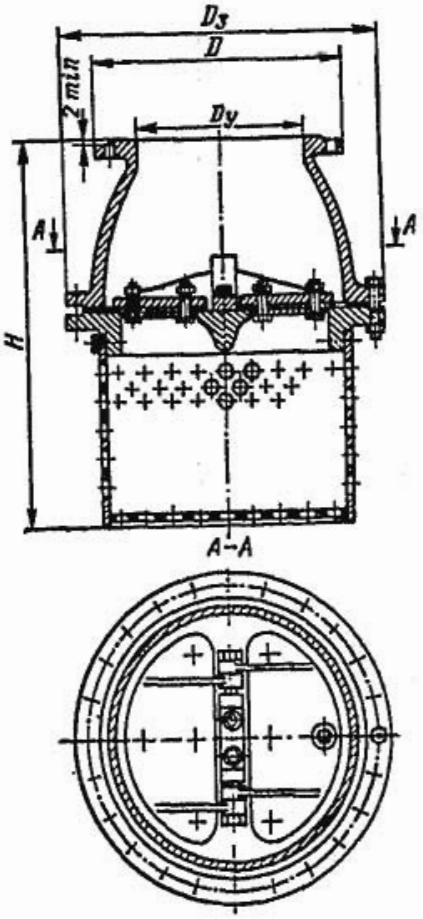


Рис. 2.1.84. Клапан обратный приемный чугунный 16ч42р

Таблица 2.1.75

D_y, мм	H	D	D_3	Масса, кг
	мм			
50	165	140	–	3,8
80	235	185	–	8
100	285	205	–	11
150	395	260	–	24
200	485	315	–	42
250	575	370	470	98
300	665	435	555	145
400	778	535	770	210
500	958	640	895	315

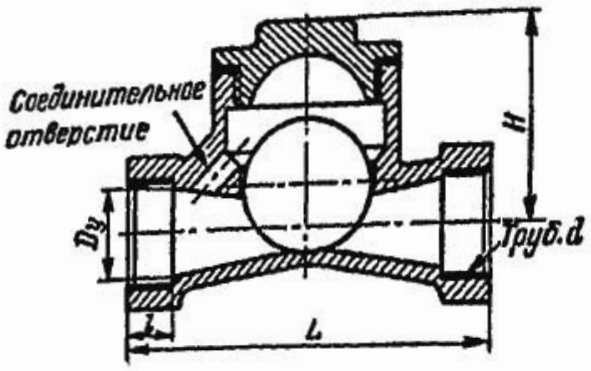


Рис. 2.1.85. Обратный шаровой клапан ЗЛ 4115

Клапаны обратные шаровые муфтовые из ковкого чугуна с резиновым шаром на рабочее давление $p_р$ = 1,6 МПа (рис. 2.1.85, табл. 2.1.76). Условное обозначение ЗЛ 4115. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду при температуре до 50 °С. К трубопроводу присоединяются резьбовыми муфтами с дюймовой трубной резьбой в соответствии с ГОСТ 6527. Клапаны устанавливают на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх, причем соединительное отверстие в корпусе должно быть расположено со стороны выхода среды при прямом потоке.

Клапан работает следующим образом. При прямом потоке шар поднимается средой, не мешая ее прохождению. При изменении направления потока на обратное благодаря соединительному косому отверстию в надшаровом пространстве создается повышенное давление и шар прижимается к седлу.

Корпус и крышка изготовляются из ковкого чугуна, шар – из резины, прокладка – из паронита. Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Допускается рабочее давление $p_р$ = 1,6 МПа при рабочей температуре среды $t_р \le 50$ °С.

Клапаны обратные поворотные фланцевые чугунные на $p_у$ = = 1,6 МПа ($D_у$ 80, 100 и 150 мм) и $p_у$= 1,0 МПа ($D_у$ 200, 250, 300, 400, 500 и 600 мм) – рис. 2.1.86, табл. 2.1.77. Условные обозначения 19ч16р и 19ч16бр. Предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду

Таблица 2.1.76

$D_у$, мм	L	H	l	Резьба трубная d, дюймы	Масса, кг
	мм				
25	120	70	16	1	1,3
40	170	95	20	1½	3,5
50	200	105	22	2	5

при температуре до 50 °С (19ч16р) и воду или пар при температуре до 225 °С (19ч16бр). Конструкция, основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 9085. Клапаны присоединяются к трубопроводу фланцами по ГОСТ 1235. Клапаны устанавливают в рабочем положении на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх, а на вертикальном – так, чтобы диск (тарелка клапана) открывался вверх, среда подается под диск. Корпус, крышка и диск изготовляются из чугуна, прокладка – из паронита.

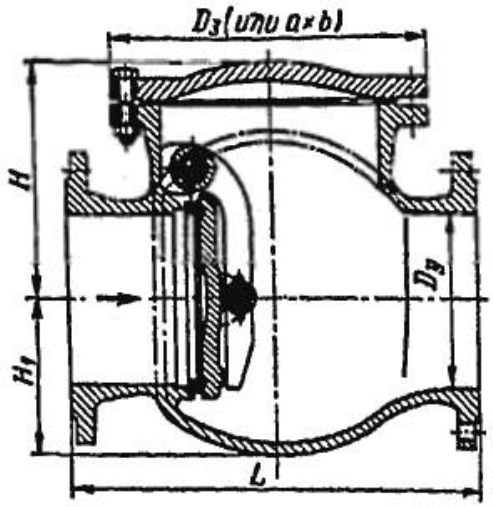


Рис. 2.1.86. Обратный поворотный чугунный клапан 19ч16бр

Уплотнение затвора в клапанах 19ч16р обеспечивается применением резинового уплотнительного кольца на диске, в клапанах 19ч16бр – латунными уплотнительными кольцами в корпусе и в диске.

Таблица 2.1.77

D_y, мм	L	H	H_1	D_3 (или $a \times b$)	Масса, кг
	мм				
50	230	140	80	130 × 125	14,2
80	310	168	97	222	33
100	350	172	108	245	40,8
150	460	325	140	322	72
200	500	270	170	385	107
250	600	310	200	420	148
300	700	347	233	485	209,3
400	900	450	310	600	379
500	1100	520	380	720	630
600	1300	640	455	830	962

Клапаны на p_y = 1,6 МПа испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Клапаны на p_y = 1,0 МПа испытываются на прочность при $p_{пр}$ = 1,5 МПа, $p_р$ = 0,85 МПа при $t_р$ = 225 °С (кроме клапанов D_y 600 мм, для которых $t_р$ = 200 °С) и $p_р$ = 1,0 МПа при $t_р \le 120$ °С.

Клапаны обратные поворотные однодисковые фланцевые с противовесом чугунные на p_y = 1,0 МПа (рис. 2.1.87, табл. 2.1.78). Условное обозначение ПФ44003. Клапаны предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду или пар при температуре до 120 °С. Конструкция, основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 13244. К трубопроводу присоединяются фланцами по ГОСТ 1235. Клапаны устанавливаются на горизонтальном трубопроводе. Корпус и диск изготовляются из чугуна. Уплотнение затвора обеспечивается резиновым уплотнительным кольцом в диске. Диск поворачивается вокруг оси, смещенной относительно диаметрального сечения.

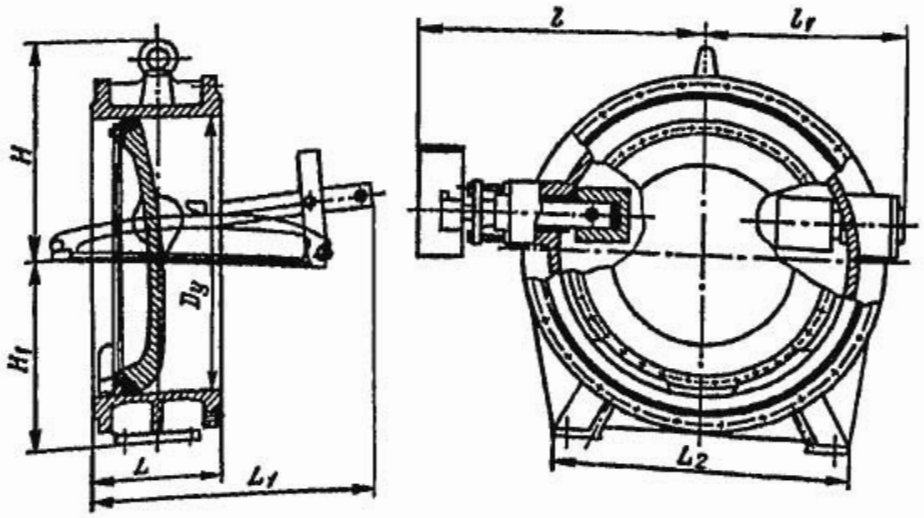


Рис. 2.1.87. Клапан обратный поворотный чугунный ПФ44003

Таблица 2.1.78

D_y, мм	L	L_1	H	H_1	L_2	l	l_1	Масса, кг
	мм							
800	350	915	660	535	810	760	515	808
1000	400	928	790	670	1010	905	635	1176

Клапаны испытываются на прочность при пробном давлении $p_{пр}$ = = 1,5 МПа. Рабочее давление допускается до $p_р$ = 1,0 МПа при рабочей температуре среды до 120 °С.

Исполнения конденсатоотводчиков общепромышленного назначения. Конденсатоотводчики используются для вывода из системы конденсата, не участвующего в рабочем или технологическом процессе, они действуют автономно, выпуская конденсат периодически, по мере его накопления.

В основном применяются следующие конденсатоотводчики:

- термостатические;
- поплавковые;
- термодинамические.

Конденсатоотводчики термостатические с муфтовым и цапковым присоединениями из ковкого чугуна на $p_у$ = 0,6 МПа (рис. 2.1.88, табл. 2.1.79). Условное обозначение 45кч6бр. Предназначены для автоматического отвода конденсата в паропроводах и различного типа пароприемниках при температуре рабочей среды до 150 °С. Конструкция, основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 14188.

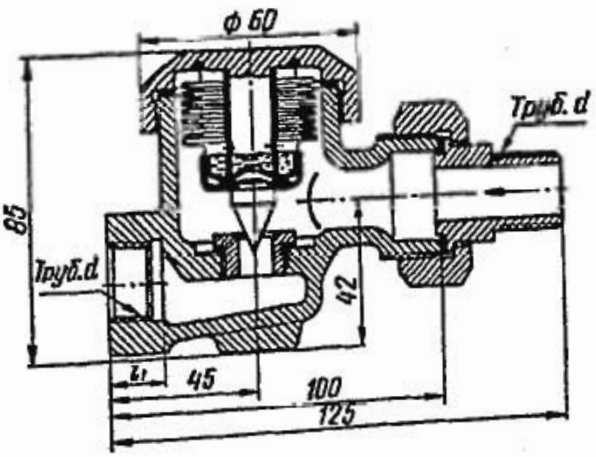


Рис. 2.1.88. Конденсатоотводчик термостатический чугунный 45кч6бр

Входной патрубок конденсатоотводчика присоединяется к паропроводу или пароприемнику цапкой с накидной

Таблица 2.1.79

$D_у$, мм	Резьба трубная d, дюймы	l_1, мм	$Q_к$,* м³/час при перепаде давлений Δp, МПа					Масса, кг
			0,01	0,05	0,1	0,3	0,6	
15	½	14	0,16	0,35	0,56	0,68	1,0	0,8
20	¾	16	0,25	0,56	0,85	0,90	1,3	0,9

* $Q_к$ – производительность конденсатоотводчика по холодной воде.

гайкой и ниппелем, выходной патрубок – муфтовый с дюймовой трубной резьбой по ГОСТ 6527. Конденсатоотводчики могут быть установлены в любом рабочем положении. Корпус изготовляется из ковкого чугуна, термостат – из полутомпака, прокладка – из паронита. Уплотнение затвора обеспечивается золотником и седлом в корпусе из латуни. На прочность испытывается при пробном давлении $p_{пр}$ = 0,9 МПа. При рабочей температуре $t_р$ = 150 °С допускается $p_р$ = 0,5 МПа.

Конденсатоотводчики с опрокинутым поплавком муфтовые чугунные на $p_у$ = 1,6 МПа (рис. 2.1.89, табл. 2.1.80). Условное обозначение 45ч9нж1-4М. Предназначены для автоматического отвода конденсата в паропроводах и различного типа пароприемниках при температуре рабочей среды до 200 °С. Конденсатоотводчики присоединяются к трубопроводу резьбовыми муфтами с дюймовой трубной резьбой по ГОСТ 6527. В рабочем положении конденсатоотводчики устанавливаются вертикально крышкой вверх. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, поплавок – из алюминия, прокладка – из паронита.

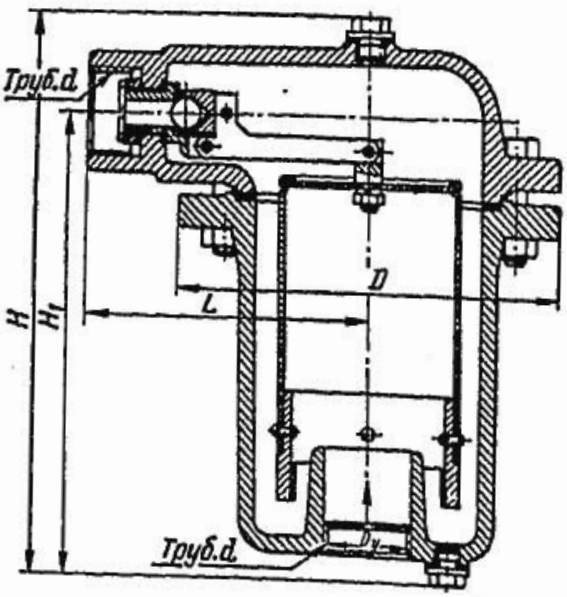


Рис. 2.1.89. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком муфтовый чугунный 45ч9нж1-4М

Конденсатоотводчики имеют сменные седла, устанавливаемые в зависимости от требуе-

Таблица 2.1.80

$D_у$, мм	L	H	H_1	D	Резьба трубная d, дюймы	Масса, кг
	мм					
20	95	200	173	165	¾	7,5
25	106	240	200	175	1	8,6
40	140	330	280	215	1½	16,5
50	155	405	351	250	2	25

мого расхода конденсата, определяемого расходом $Q_к$ по холодной воде. Уплотнение затвора обеспечивается седлом из стали 2Х13 и шариком из стали 9Х18. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = = 2,4 МПа. Допускается рабочее давление $p_р$ = 1,6 МПа при $t_р \le 120$ °С и $p_р$ = 1,5 МПа при $t_р$ = 200 °С.

Конденсатоотводчики термодинамические муфтовые чугунные на $p_у$ = 1,6 МПа (рис. 2.1.90, табл. 2.1.81). Условное обозначение 45ч12нж. Предназначены для автоматического отвода конденсата в паропроводах и различного типа пароприемниках при температуре до 200 °С. Конструкция, основные размеры и технические требования регламентированы ГОСТ 12866. К паропроводу или пароприемнику присоединяются резьбовыми муфтами с дюймовой трубной резьбой по ГОСТ 6527.

Конденсатоотводчики могут устанавливаться в любом рабочем положении. Корпус изготовляется из чугуна, крышка – из стали, прокладка – из паронита. Уплотнение затвора обеспечивается седлом и тарелкой из стали 2Х13. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = 2,4 МПа. Рабочее давление допускается до $p_р$ = = 1,6 МПа при рабочей температуре среды $t_р \le 120$ °С и до $p_р$ = 1,5 МПа при $t_р$ = 200 °С.

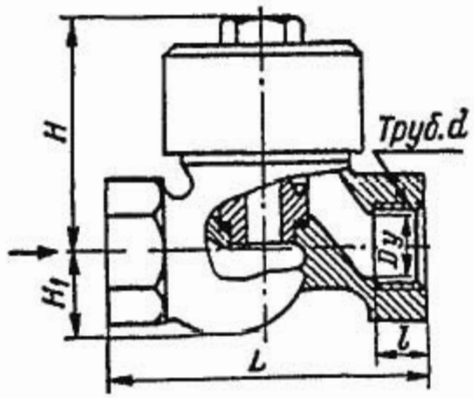


Рис. 2.1.90. Конденсатоотводчик термодинамический муфтовый чугунный 45ч12нж

Таблица 2.1.81

$D_у$, мм	L	H	H_1	l	Резьба трубная d, дюймы	K_{vy}, м³/ч	Масса, кг
	мм						
15	90	80	18	14	½	0,8	1,3
20	100	80	23	16	¾	1	1,7
25	120	85	28	18	1	1,25	2,3
32	140	100	35	20	1¼	1,6	3,6
40	170	115	43	22	1½	2	5,8
50	200	140	60	24	2	2,5	7,5

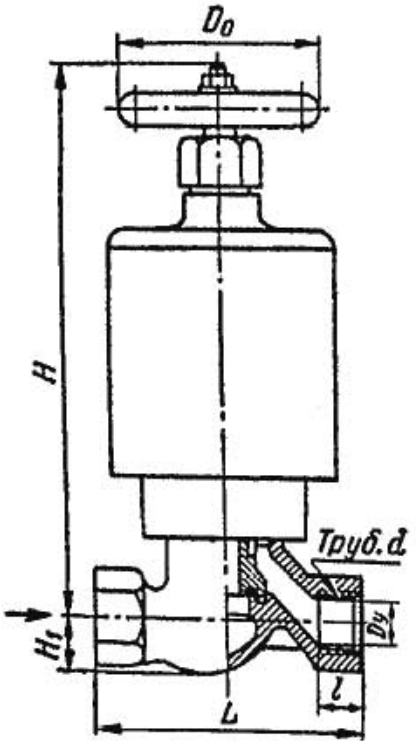


Рис. 2.1.91. Конденсатоотводчик термодинамический с обводом чугунный 45ч15нж

Конденсатоотводчики термодинамические муфтовые с обводом чугунные на p_y = 1,6 МПа (рис. 2.1.91, табл. 2.1.82). Условное обозначение 45ч15нж. Предназначены для автоматического отвода конденсата в паропроводах и различного типа пароприемниках при температуре до 200 °С. К паропроводу или пароприемнику присоединяются резьбовыми муфтами с дюймовой трубной резьбой по ГОСТ 6527. Конденсатоотводчики могут устанавливаться в любом рабочем положении.

Для принудительного открытия и продувки системы имеется специальное устройство – обвод. Корпус и крышка изготовляются из чугуна, прокладка – из паронита. Уплотнение затвора обеспечивается седлом и тарелкой из стали 2Х13. На прочность испытываются при пробном давлении $p_{пр}$ = = 2,4 МПа. Рабочее давление допускается $p_р \le 1,6$ МПа при рабочей температуре $t_р \le 120$ °С и $p_р \le 1,5$ МПа при $t_р = 200$ °С.

Таблица 2.1.82

D_y, мм	L	H	H_1	l	D_0	Резьба трубная d, дюймы	K_{vy}, м³/ч	Масса, кг
	мм							
15	90	210	18	14	65	½	0,8	2,45
20	100	285	23	16	80	¾	1	4,05
25	120	278	28	18	100	1	1,25	6,55
32	140	335	35	20	100	1¼	1,6	8,5
40	170	355	45	22	120	1½	2	11,7
50	200	385	50	24	140	2	2,5	17,3

Следует отметить, что в данной книге описаны лишь основные типы, классы и исполнения арматуры. В более полном объеме исполнения специальной и общепромышленной арматуры даны в каталогах [19–25].

2.1.6. Типы и исполнения приводов специальной и общепромышленной арматуры [12]

В зависимости от назначения арматуры, степени автоматизации управления технологическими процессами, места ее расположения, источника энергии и частоты срабатывания (цикловая нагрузка) управление арматурой может осуществляться различными способами.

Привод, по месту его расположения относительно арматуры, может быть местным (насадным, встроенным) и дистанционно расположенным (колонковым), соединенным с арматурой дистанционной механической передачей. Приводы подразделяются на ручные и механические. Ручные приводы имеют вид маховика (или рукоятки), насаженного на шпиндель или ходовую гайку арматуры или на вал редуктора. В некоторых случаях шпиндель арматуры заканчивается квадратом под съемный маховик, рукоятку или ключ. При больших крутящих моментах на шпинделе применяются зубчатые (цилиндрический, конический) или червячные редукторы.

Механические приводы в зависимости от вида используемой энергии могут быть электрическими, пневматическими или гидравлическими. Любой вид энергии привод преобразует в механическую: выходной вал привода является источником вращательного движения, передаваемого на шпиндель или ходовую гайку, либо поступательного (поршневые, мембранные, электромагнитные), передаваемого на шток арматуры.

При оценке способа управления принципиальное значение имеет и то, как определяется момент подачи командного сигнала на привод – прибором или оператором. С учетом этого можно выделить следующие способы управления арматурой: автоматическое, ручное, механизированное.

Автоматическое управление. Арматуру с автоматическим управлением можно разделить на автоматически управляемую и автоматически действующую. В первом случае источник энергии механического привода и управляющей аппаратуры может быть любой (электричество, сжатый воздух, гидравлика). Во втором случае источником энергии является только рабочая среда, транспортируемая по трубопроводу.

При автоматическом управлении арматурой оператор непосредственного участия в управлении не принимает, его роль сводится только к вводу программы управления и к контролю приборов и механизмов системы.

Ручное управление. Управление осуществляется маховиком или рукояткой. Момент срабатывания арматуры определяется оператором по показаниям приборов или оценкой создавшейся производственной ситуации. Можно выделить ручное местное управление и ручное дистанционное управление. В первом случае оператор действует в непосредственной близости от арматуры, во втором – на расстоянии, с использованием дистанционной механической передачи.

Механизированное управление. Движение на арматуру передается от механического привода, командный сигнал на который подается оператором на основании показаний приборов или путем оценки создавшейся производственной ситуации. В требуемый момент оператор включает или выключает привод арматуры.

В отдельных случаях, когда привод арматуры используется редко и оператор имеет к нему доступ, может применяться полумеханизированное управление, заключающееся в следующем. Механический привод пониженной мощности используется только для перемещения затвора до его соприкосновения с седлом. Герметизация же закрытого запорного органа, требующая увеличенного крутящего момента, производится оператором вручную, поскольку мощность привода для этого недостаточна. Таким образом снижается металлоемкость привода, уменьшаются его габаритные размеры и экономится электроэнергия. Однако необходимость "дожатия" вручную является большим недостатком этого способа управления, из-за которого он не имеет широкого применения.

При выборе привода для арматуры должен учитываться ряд факторов: назначение арматуры, интенсивность работы привода (цикловая нагрузка), место установки, удобство обслуживания арматуры и привода, источники энергии, взаимосвязь с различной аппаратурой, пожаро- и взрывоопасность рабочей среды, климатические факторы, экономические факторы. Наиболее широкое применение для запорной арматуры и для двухпозиционного регулирования получили электроприводы электромоторные. Для непрерывного и бесступенчатого регулирования наиболее часто используются мембранные пневматические приводы. На магистральных газопроводах широкое применение получили пневмогидроприводы (поршневые), в которых источником энергии является транспортируемый природный газ.

2.2. ВЫБОР АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

2.2.1. Положения выбора норм на показатели качества арматуры по показателям работоспособности и экономичности систем

Работоспособность и экономичность технологической установки в целом определяются способностью составных элементов (аппаратов, машин, насосно-компрессорного оборудования, технологических трубопроводов, трубопроводной арматуры) выполнять заданные функции с показателями, нормированными техническими регламентами и другой документацией при минимальных затратах. При этом по показателям качества составных элементов имеют место базовые и соподчиненные функции связи с показателями работоспособности и экономичности установки, для которых требуется разработка общего математического описания и методологии выбора норм на показатели качества элементов.

Математическое описание функций связи показателей качества арматуры целевого назначения и установки основывается на представлении области нормального функционирования установки в виде замкнутого множества на плоскости *OXY* с показателями–определителями арматуры *Px* и *Py* (рис. 2.2.1).

Функции связи налагают ограничения на показатели–определители арматуры, обусловливая их изменение в жестких или свободных преде-

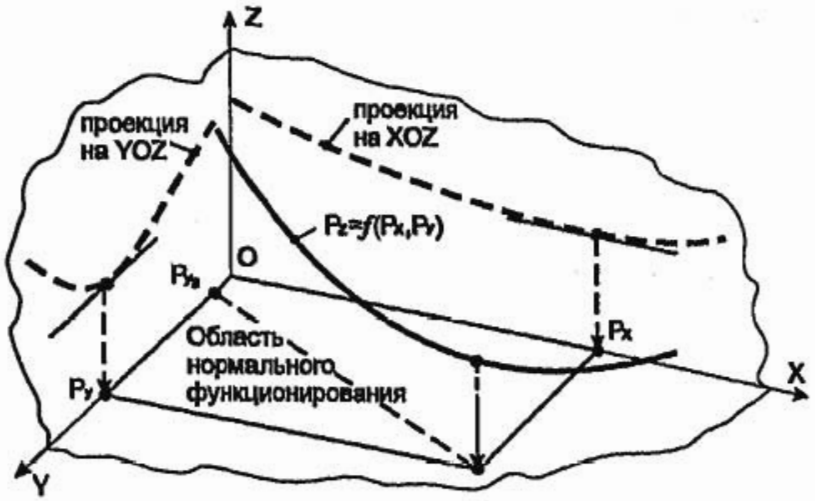


Рис. 2.2.1. Общая графическая интерпретация области нормального функционирования технологической установки по показателям качества затворов арматуры целевого назначения

лах. Ограничения в жестких пределах характерны для базовой функции связи. Свободные пределы ограничения требуют количественной оценки альтернатив минимизацией затрат на обеспечение или восстановление работоспособности установки по показателю Pz, связанного с Px и Py зависимостями-проекциями на плоскостях OXZ и OYZ.

Базовая F и соподчиненные $S_1, S_2, \ldots, S_k$ функции связи установки по показателям качества целевой арматуры с полной комбинацией совокупностей ограничений имеют вид:

$$\left.\begin{array}{l} F = \Psi(Px, Py, Pz); \\ S_1 = f_1(Px, Py, Pz); \\ S_2 = f_2(Px, Py, Pz); \\ S_3 = f_3(Px, Py, Pz); \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ Px = [Px],\ Py = [Py],\ Pz = C_{\Sigma}; \\ Px_{\min} \le Px \le Px_{\max},\ Py = [Py],\ Pz = C_{\min}; \\ Px = [Px],\ Py_{\min} \le Py \le Py_{\max},\ Pz = C_{\min}; \\ Px_{\min} \le Px \le Px_{\max},\ Py_{\min} \le Py \le Py_{\max},\ Pz = C_{\min}, \end{array}\right\} \quad (2.2.1)$$

где $[Px]$, $[Py]$ – допуски на показатели–определители Px и Py; C – затраты на обеспечение показателя-определителя.

Согласно выражению (2.2.1) в зависимости от обеспечиваемого показателя работоспособности или экономичности установки по показателям–определителям затворов арматуры решают граничные задачи трех видов (рис. 2.2.2).

Граничная задача при независимом установлении и Px и Py по показателям безопасности установки в целом (реализация базовой функции связи F) сводится к установлению взаимосвязи $Py = f(Px)$ и минимизации суммарных затрат на обеспечение и поддержание начального условия по показателю Py_0:

$$A = \frac{[Py] - Py_0}{[Px]},$$

где A – тангенс угла наклона линейной зависимости Py от Px.

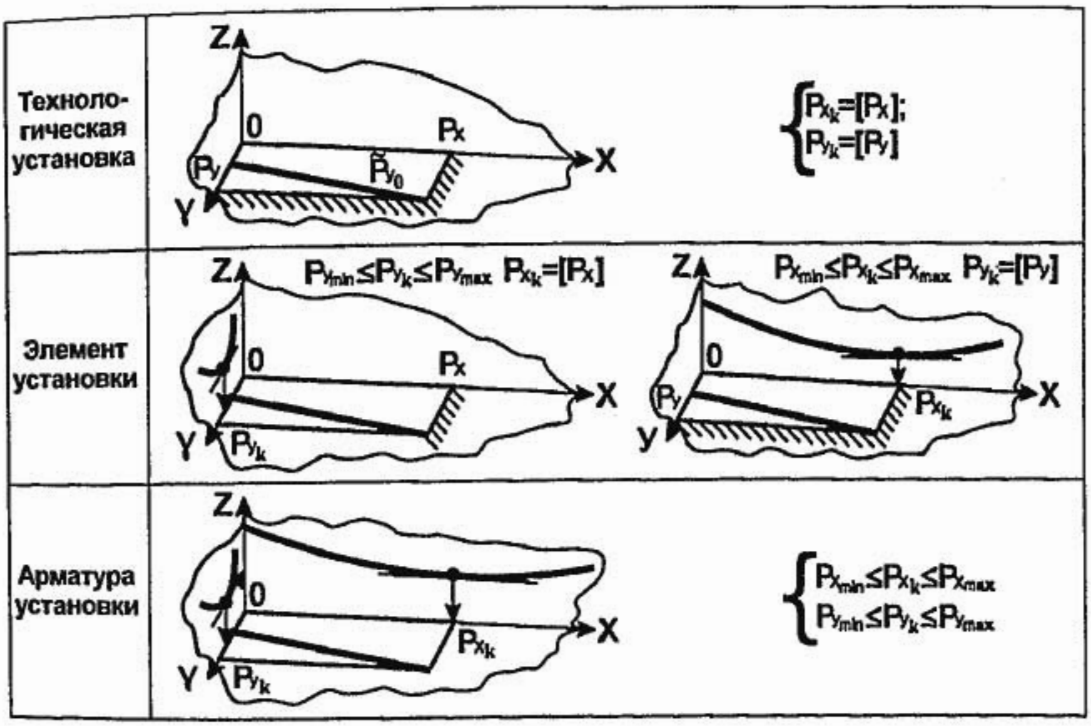


Рис. 2.2.2. Области нормального функционирования установки в целом, ее элементов, участков по показателям целевой арматуры

Исходное значение искомого показателя качества арматуры

$$\tilde{P}y_0 = f_0(C_{\Sigma 0});\ \ C_{\Sigma 0} \Rightarrow \min,$$

где $C_{\Sigma 0}$ – исходные суммарные затраты.

Граничная задача второго вида касается независимого установления Px или Py (соответственно $[Py]$ или $[Px]$ заданы) по показателям качества технологических элементов установки (реализация соподчиненных функций связи S_1 и S_2) и решается одним из двух способов. Для первого способа функция цели определяется приведенными к Py (или Px) производственными и эксплуатационными затратами на арматуру по затвору, фиксированный показатель имеет жесткое ограничение

$$C_\Sigma = C_{\text{пр}_k} P_{\text{ук}}^{-\alpha} + C_{\text{эк}_k} P_{\text{ук}}^{\beta};\ P_{\text{хк}} = [Px];\ C_\Sigma \Rightarrow \min,$$

где $C_{\text{пр}_k}$, $C_{\text{эк}_k}$ – коэффициенты приведения производственных и эксплуатационных затрат; α, β – опытные показатели степени.

Значение искомого показателя качества арматуры

$$\widetilde{P}_{\text{ук}} = P_{\text{ук}}^{\alpha+1} / \alpha C_{\text{пр}_k},$$

где найденное $\widetilde{P}_{\text{ук}}$ определяет границу области оптимального функционирования элемента установки для $S_{\text{к}}$ соподчиненной функции связи. Способ правомочен и для случая, когда $Px_0 = 0$, а Py_0 имеет свободные ограничения.

Для второго способа функция цели обычно характеризуется слагаемыми затрат на техническое обслуживание и ремонты по затвору (составляющими эксплуатационных затрат $C_{\text{эк}}$ и фиксированными производственными затратами. Целевая функция при этом для $S_{\text{к}}$

$$C_{\Sigma} = C_{\text{эк}_k}(bPx_k^2 - cPx_k) + C_{\text{пр}_k};\ P_{\text{ук}} = [Py];\ C_{\Sigma} \Rightarrow \min,$$

где b, c – опытные коэффициенты.

Искомый показатель качества, определяющий границу области оптимального функционирования арматуры по затвору:

$$\widetilde{P}x_k = \frac{1}{C_{\text{эк}_k}(c - 2bPx_k)}.$$

Граничная задача при последовательном установлении Px по Py или Py по Px (Px и Py имеют свободные ограничения) по показателям качества арматуры решается одним или двумя способами в два этапа: сначала выделяется независимый искомый показатель качества и для него устанавливается оптимальное значение $\widetilde{P}y_k$ или $\widetilde{P}x_k$, затем по его значению уточняются приведенные затраты на второй зависимый показатель и находится его оптимальное значение.

Реализация решений применительно к типизированным эксплуатационным ситуациям установок показала, что совокупность ограничений вида $Px = [Px]$ и $Py = [Py]$ присуща специальной технологической арматуре, работающей на особоопасных средах. Регламентация предельно допускаемой концентрации особоопасных сред в рабочей зоне требует установления жестких ограничений на определяющие показатели качества затворов арматуры, которые должны регламентироваться нормами функциональной герметичности $[Q_{\text{ф}}]$ и показателей функциональной без-

отказности по $[P(t)]$ и $[T_{ср}]$. Оптимизации подлежит технологическая составляющая $[Q_т]$ нормы функциональной герметичности с учетом $[P(t)]$ при $T_{ср} = 0$.

Ограничения второго вида $Px_{min} \le Px \le Px_{max}$ и $Py = [Py]$ характерны для затворов специальной технологической арматуры, эксплуатируемой на токсичных средах. Предельно допускаемая концентрация токсичных сред накладывает жесткие ограничения на $[Q_ф]$, а $P(t)$ и $T_{ср}$ устанавливаются по соответствующим показателям элементов установки, обслуживаемых арматурой. Оптимизация направлена на установление значений показателей долговечности по межремонтному периоду и сроку службы арматуры по затвору.

Совокупность ограничений третьего вида $Px = [Px]$ и $Py_{min} \le Py \le Py_{max}$ отвечает требованиям к управляющей запорной и защитной арматуре специального назначения, затвор которой подвержен длительному коррозионно-механическому изнашиванию. При этом по показателям безотказности затворов имеют место жесткие ограничения, значения которых подчинены соответствующим показателям элемента установки. Оптимизации подлежит значение предельной утечки $[Q_ф]$, которое устанавливается при минимизации затрат на изготовление и эксплуатацию обслуживаемого арматурой элемента установки.

Ограничения четвертого вида $Px_{min} \le Px \le Px_{max}$ и $Py_{min} \le Py \le Py_{max}$ присущи управляющей запорной арматуре общепромышленного назначения, работающей на безопасных средах, преимущественно нейтральных по агрессивности. Выбор данной арматуры должен соответствовать по показателям безотказности, долговечности и герметичности затворов элементам или системам установки. При этом оптимальный выбор арматуры связан с минимизацией затрат на достижение и восстановление при ремонте герметичности затвора по норме $[Q_т]$. Показатели вероятности безотказной работы $P(t)$ и средней наработки на отказ $T_{ср}$ затвора устанавливаются в зависимости от нормы герметичности $[Q_т]$ и ее изменения во времени. Базовыми нормативными документами при этом служат ГОСТ 9544-93 – как определитель нормы исходной технологической утечки среды через затвор ($t = 0$), и рекомендации – как определитель изменения нормы технологической утечки в процессе циклической наработки затвора в нейтральной среде. Базовые нормативные документы должны найти отражение в соответствующих технических регламентах на арматуру.

2.2.2. Нормы герметичности, безопасности и безотказности предохранительной и концевой запорной арматуры для систем с взрывоопасными средами

В технологических системах установок перерабатывающих вредные, пожаро- и взрывоопасные среды, предельно допускаемая утечка регламентируется.

Объем утечек особо опасных сред через арматуру в основном определяется утечкой через затворы предохранительной арматуры, а также запорной, выполняющей роль концевой при аварийных эксплуатационных ситуациях в работе одного или нескольких элементов конкретной технологической системы установки. Утечки особо опасной среды непосредственно через затворы машин, аппаратов, насосов, компрессоров, трубопроводов, арматуры (по сальнику) ограниченны в связи с использованием преимущественно сварных и бессальниковых соединений.

Выбор допустимых значений показателей качества. Расчет показателей функциональной герметичности и функциональной безотказности затворов целевой арматуры внутрицеховых технологических систем установок, работающих на особо опасных средах, основывается на общем математическом описании (см. раздел 2.2.1), а также на следующих исходных положениях:

– норме предельно допускаемой концентрации $q_{\text{пдк min}}$ среды, натекающей в установленный объем $V_{\text{н}}$ за регламентированное время $t_{\text{н}}$ для конкретной технологической системы в целом;

– взаимному согласованию технологических объемов и предельно допускаемой концентрации рабочей базовой особо опасной среды по каждому участку и конкретной технологической системе в целом;

– зависимости, выражаемой через соотношение скоростей на участке и в конкретной технологической системе в целом;

– соподчиненности функциональной герметичности и безотказности затворов предохранительной и аварийной запорной арматуры вероятности безотказной работы технологической системы.

Следует особо подчеркнуть, что участки технологической системы рассматриваются не по функции назначения, а с позиций безопасности технологической системы в целом. С данной позиции целевая арматура выступает материальным ограничением при выделении каждого участка рассматриваемой системы установки.

При этом функциональная герметичность $[Q_{\text{ф}}]_{\text{т. с}}$ технологической системы в целом может быть выражена из условия, что $q_{\text{пдк}}$ выступает

приведенной характеристикой расхода транспортируемой особо опасной среды:

$$[Q_{\text{ф}}]_{\text{т.с}} = q_{\text{ПДК min}} \frac{V_{\text{н}}}{t_{\text{н}}}.$$

В исходном уравнении расхода транспортируемой среды выражаем установленный натекаемый объем технологической системы в целом $V_{\text{н}}$ как сумму объемов участков.

С учетом исходных положений степень опасности рабочей среды соотносится с i-м участком и определяется ее агрегатным состоянием. Вместе с тем утечка среды через затвор пропорциональна диаметру условного прохода арматуры.

Исходное уравнение для определения функциональной герметичности участка $[Q_{\text{ф}}]_{\text{уч}}$ дополнительно должно быть уточнено коэффициентами приведения скоростей рабочей среды и диаметров условного прохода арматуры.

Время возможной утечки рабочей среды $t_{\text{н}}$ устанавливается исходя из условия продолжительности наиболее долговременной аварийной ситуации $t_{P\max}$ с коэффициентом запаса K_t (коэффициент запаса регламентируется документацией на эксплуатацию и ремонт элементов установки с учетом допустимого присутствия обслуживающего персонала в аварийной зоне):

$$t_{\text{н}} = K_t t_{P\max}.$$

Искомое уравнение для определения функциональной герметичности затвора следующее:

$$[Q_{\text{ф}}]_i = q_{\text{ПДК}_i} \frac{C_V K_{\text{уч}_i} K_{V_i} V_{\text{т.с}}}{K_t t_{P\max} D_{\text{у}_{\text{т.с}}}} D_{\text{у}_i}, \qquad (2.2.2)$$

где C_V – коэффициент, равный отношению объемов натекания $V_{\text{н}}$ и рабочей особо опасной среды $V_{\text{т. с}}$ в технологической системе в целом; $K_{\text{уч}_i}$ – коэффициент, равный отношению объемов рабочей особо опасной среды i-го участка $V_{\text{уч}_i}$ и технологической системы в целом; K_{V_i} – коэффициент приведения скоростей рабочей среды для i-го участка V_i и технологической системы $V_{\text{т. с}}$ в целом; $D_{\text{у}_i}$ – диаметр условного прохода i-го участка; $D_{\text{у}_{\text{т.с}}}$ – средний диаметр условного прохода технологической системы.

Очевидно, что вероятность безотказной работы i-го участка технологической системы установки $P_i(t)$, работающего на особо опасной среде, должна быть высокой. В этих условиях, учитывая, что повышение безотказности элементов, составляющих участок, ограничено, следует применять резервирование, позволяющее существенно снизить вероятность отказов. Так, при вероятности безотказной работы каждого элемента, равной 0,9 (средней для запорной арматуры), безотказность участка составляет:

– для системы без резервирования (рис. 2.2.3, *а*)

$$P_i(t) = P_1^4(t) = 0{,}9^4 = 0{,}66;$$

– для дублированной системы с постоянным резервом в виде такой же системы (рис. 2.2.3, *б*)

$$P_i(t) = 1 - [1 - P_1^4(t)]^2 = 1 - 0{,}34^2 = 0{,}88;$$

– для дублированной системы с ненагруженным резервом и надежным переключением

$$P_i(t) \approx 1 - \frac{[1 - P_1^4(t)]^2}{2} = 1 - \frac{0{,}34^2}{2} = 0{,}94;$$

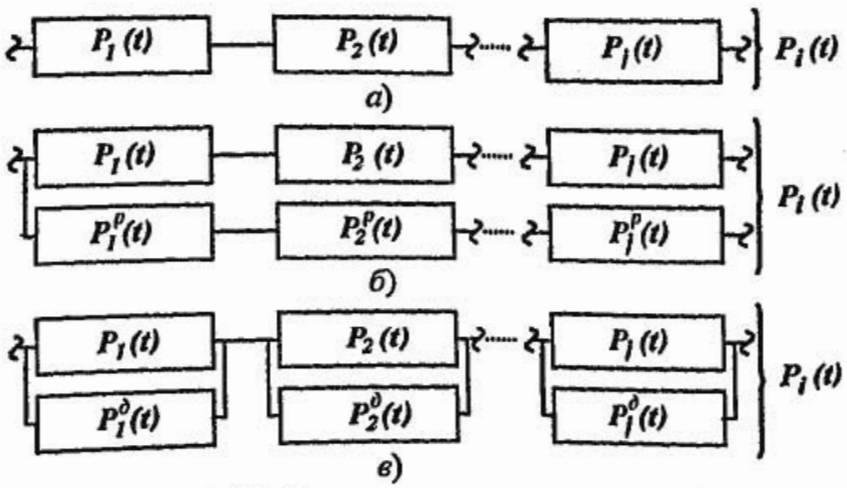


Рис. 2.2.3. Системы элементов установки, включающие целевую аварийную запорную арматуру:
а – без резервирования; *б* – с постоянным резервом в виде такой же системы; *в* – с независимым постоянным дублированием каждого элемента

– для систем с независимым постоянным дублированием каждого элемента (рис. 2.2.3, *в*)

$$P_i(t) = (1-[1-P_1(t)]^2)^4 = (1-0{,}1^2)^4 = 0{,}96;$$

– для такой же системы с независимым ненагруженным дублированием

$$P_i(t) \approx \left(1-\frac{[1-P_1(t)]^2}{2}\right)^4 = \left(1-\frac{0{,}1^2}{2}\right)^4 = 0{,}98.$$

Таким образом, резервирование позволяет почти на 50 % увеличить вероятность безотказной работы системы. Вместе с тем установленное для конкретного участка технологической системы $P_i(t)$ накладывает ограничение на выбор показателей безотказности затворов целевой арматуры, ограничивающей данный участок.

По вероятности безотказной работы затвора арматуры $[P(t)]_j$ *i*-го участка должно соблюдаться предельное условие

$$[P(t)]_j \geq P_i(t). \qquad (2.2.3)$$

Данное ограничение распространяется на затворы предохранительной и аварийной запорной арматуры, работающей на средах всех классов опасности по ГОСТ 12.1.007, если рассматриваемая среда для конкретной технологической системы признана особо опасной. При этом показатели безопасности обеспечиваются без учета экономических показателей установки.

Расчет показателя средней наработки на отказ затвора $T_{ср}$ должен быть взаимосвязан с показателем вероятности безотказной работы $P(t)$ затвора арматуры. При нормальном распределении отказов вследствие износа получим уравнение для определения значения средней наработки на отказ затворов аварийной арматуры, работающей на особо опасных средах:

$$[T_{ср}]_j = \frac{t_{ф_i}}{1+U_{P_i}/3}, \qquad (2.2.4)$$

где $t_{ф_i}$ – время эксплуатации *i*-го участка, включая время ликвидации наиболее продолжительной аварийной ситуации $t_{P_{max}}$ с коэффициентом

запаса K_i; U_{P_i} – квантиль нормального распределения, выбираемый из табличных данных по вероятности безотказной работы $[P(t)]$ затвора арматуры i-го участка технологической системы.

Установление показателей функциональной герметичности, вероятности безотказной работы и средней наработки на отказ затворов предохранительной и аварийной запорной арматуры служит определяющим условием обеспечения безопасного функционирования установки в целом, т.е. отражает главную функцию связи показателей качества арматуры и установки в соответствии с (2.2.1). Расчет показывает, что показатели безотказности целевой арматуры должны соподчиняться сохранению герметичности затвора во времени, а остальные элементы арматуры иметь значения показателей безотказности, превышающие функциональные значения по затвору.

Нормы на показатели качества. В Московском отделении НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС" разработана инженерная системная методика ИСМ-ГБ для расчета и регламентации степени функциональной герметичности $[Q_ф]_ƒ$, значений вероятности безотказной работы $[P(t)]_ƒ$ и средней наработки на отказ $[T_{ср}]_ƒ$ для каждой i-й арматуры или разъемного прочноплотного соединения конкретной технологической системы цеха или участка.

В табл. 2.2.1 приведены значения показателей надежности отдельных предохранительных клапанов.

Таблица 2.2.1

Условное обозначение	p_y, МПа	t_p, °С	D_y, мм	Средний срок службы до ремонта $T_{сл.ср.р}$, лет	Средний ресурс до ремонта $T_{р.ср.р}$, циклы (ч)	Средняя наработка на отказ T_o, циклы (ч)
				не менее		
17с42нж	1,6	200	25	12	10 000	800
17с12нж	1,6	225	50	10	8000	1100
17с22нж	1,6	400	50; 80	8	(60 000)	(10 000)
СППК4-16 (17с13нж) и СППК4Р-16 (17с17нж)	1,6	450	50; 80; 100; 150; 200	10	750	120 (10 000)

Окончание табл. 2.2.1

Условное обозначение	p_y, МПа	t_p, °С	D_y, мм	Средний срок службы до ремонта $T_{сл.ср.р}$, лет	Средний ресурс до ремонта $T_{р.ср.р}$, циклы (ч)	Средняя наработка на отказ $T_о$, циклы (ч)
				не менее		
СППК4-40 (17с14нж) и СППК4Р-40 (17с25нж)	4,0	450	50; 80; 100; 150	10	750	120 (10 000)
СППК4Р-64 (17с85нж) и СППК4Р-64 (17с89нж)	6,4	450	50; 80; 100	10	750 (60 000)	120 (10 000)
СППКМ-100	10	450	25	10	750 (60 000)	120 (10 000)
СППК4-160 (17с80нж) и СППК4Р-160 (17с90нж)	16	450	50; 80	10	750 (60 000)	120 (10 000)
17с52п	32	120	10; 25; 32	10	150	120

2.2.3. Нормы герметичности, безопасности и долговечности защитной и ремонтной запорной арматуры для систем с токсичными средами

Во внутрицеховых технологических системах установок перерабатываются и транспортируются токсичные среды, предельно допускаемая концентрация которых в рабочей зоне регламентируется.

Концентрация токсичной среды в рабочей зоне определяется результирующей утечкой во внутрицеховой технологической системе (цеха, отделения производства) и складывается из утечек среды через затворы технологического оборудования (машин, аппаратов, насосно-компрессор-

ного оборудования) и технологических трубопроводов (включая разъемные соединения трубопроводной арматуры). Следовательно, суммарная утечка рабочей токсичной среды через затворы является количественной мерой работоспособности внутрицеховой технологической системы установки по показателю безопасности и характеризует функциональную герметичность системы.

Выбор допустимых значений показателей качества. Функциональная герметичность внутрицеховой технологической системы накладывает ограничения на предельную утечку через затворы целевой запорной арматуры, выполняющей роль концевой при ремонте технологического оборудования, или защитной при аварийном изменении направления потока на определенном участке системы. Границы участка также определяются из условий обеспечения безопасности системы. При этом показатели надежности затворов арматуры должны согласовываться с долговечностью участка и достигаться при минимальных затратах на техническое обслуживание арматуры, текущие и капитальные ремонты.

В основу расчета показателей функциональной герметичности и оптимальной долговечности затворов данной целевой арматуры внутрицеховых технологических систем установок, работающих на токсичных средах, положены методология метода нормирования герметичности и показателей надежности затворов арматуры целевого назначения и ограничения, учитывающие:

– регламентацию предельно допустимой концентрации рабочей токсичной среды в рабочей зоне $q_{\text{пдк}}$;

– установление предельной концентрации токсичной среды в приточном воздухе, подаваемом вентиляцией в рабочую зону $q_{\text{пр}}$;

– определение предельной кратности воздухообмена в рабочей зоне $K_{\text{пр}}$;

– соподчиненность средней наработки на отказ затвора данной арматуры безотказности участка технологической системы;

– экономическую целесообразность восстановления ресурса затвора арматуры по отношению к межремонтному периоду участка технологической системы.

Предельная утечка внутрицеховой технологической системы $Q_{\text{т.с}_{\max}}$ по В.М. Эльтерману

$$Q_{\text{т.с}_{\max}} = (q_{\text{пдк}} - q_{\text{пр}}) K_{\text{пр}} V_{\text{ц}},$$

где $V_{\text{ц}}$ – объем цеха, отделения технологического производства.

Поскольку предельная утечка рабочей токсичной среды характеризует функциональную герметичность технологической системы в целом, выражаем объем цеха или отделения производства $V_{ц}$ через в k раз большую сумму объемов технологического оборудования $V_{т.о}$ и технологических трубопроводов $V_{т.т}$.

На площадках предприятий в местах забора приточного воздуха для механической и естественной вентиляции концентрации токсичных веществ не должны превышать 30 % от предельно допускаемой концентрации этих веществ в воздухе рабочей зоны производственных помещений, т.е. $q_{пр} = 0{,}3\, q_{ПДК}$.

Практикой эксплуатации вентиляции в производственных помещениях установлено, что воздухообмен с кратностью более 16 ... 20 $ч^{-1}$, как правило, не приводит к значимому снижению концентрации токсичных веществ в рабочей зоне. Это связано с тем, во-первых, что при больших кратностях снижается концентрация вредных веществ в верхней зоне, приближаясь к концентрации в рабочей зоне; во-вторых, увеличивается подвижность воздуха, что приводит к возрастанию газовыделения в результате увеличения испарения с открытых поверхностей и ухудшения действия местной вентиляции. Большие кратности воздухообмена вызывают трудности с раздачей воздуха и не исключается образование потоков воздуха с недопустимыми скоростями.

Тогда уравнение для функциональной герметичности внутрицеховой технологической системы примет вид

$$[Q_{ф}]_{т.с} = 14 q_{ПДК}\, k (V_{т.о} + V_{т.т}) .$$

Данное выражение является исходным при расчете составляющих $[Q_{ф}]_{т.с}$: технологической (исходной) $[Q_{т}]_{т.с}$ (при $t = 0$) и эксплуатационной $Q_{т.с}(t > 0)$.

В основу расчета исходной составляющей $[Q_{т}]_{т.с}$ положено характеристическое уравнение для газов, модифицированное коэффициентами исходной герметичности нового или восстановленного технологического оборудования $m_{т.о}$ и трубопроводов $m_{т.т}$.

Из соотношения $[Q_{ф}]_{т.с}$ и $[Q_{т}]_{т.с}$ находим коэффициент запаса герметичности технологической системы $m_{ф}$ и выражаем эксплуатационную составляющую $Q_{т.с}(t)$.

Тогда при известных коэффициенте запаса $m_{ф}$, значениях исходной утечки оборудования и трубопроводов определяем функциональную герметичность технологической системы по оборудованию $[Q_{ф}]_{т.о}$ и трубопроводам $[Q_{ф}]_{т.т}$.

Используя уравнения гидравлики для расхода жидкостей и положения расчета, изложенного в п. 2.2.2, получаем уравнения для определения функциональной герметичности конкретного затвора по газу $[Q_ф]^г$:

– технологического оборудования

$$[Q_ф]^г_{D_{т.о}} = 0{,}25 \cdot 10^3 \frac{\pi^2 m_ф m_{т.о} p_р \overline{D}^2_{т.о} \bar{l}_{т.о}}{B t_р N_{т.о}}; \qquad (2.2.5)$$

– технологического газопровода

$$[Q_ф]^г_{D_{т.т}} = 0{,}25 \cdot 10^3 \frac{\pi^2 m_ф m_{т.т} K_{т.т} \overline{D}^2_{т.т} \bar{l}_{т.т}}{B t_р N_{т.т}}; \qquad (2.2.6)$$

– технологической ремонтной арматуры

$$[Q_ф]^г = 0{,}25 \cdot 10^3 \frac{\pi^2 m_ф m_{т.т} K_{т.т} \overline{D}^2_{т.т} \bar{l}_{т.т} D_у p_р}{B t_р П}, \qquad (2.2.7)$$

где $m_{т.о}$, $m_{т.т}$ – коэффициенты герметичности, регламентируемые нормативными документами на монтажно-пусковые испытания оборудования и трубопроводов внутрицеховых технологических систем; $p_р$ – давление среды; $\overline{D}_{т.о}$, $\overline{D}_{т.т}$ – соответственно приведенный диаметр технологического оборудования и трубопровода; $\bar{l}_{т.о}, \bar{l}_{т.т}$ – соответственно приведенная длина технологического оборудования и трубопровода; B – удельная газовая постоянная среды; $t_р$ – температура среды; $N_{т.о}$, $N_{т.т}$ – соответственно количество разъемных соединений технологического оборудования и трубопровода; П – периметр разъемных соединений оборудования и трубопроводов, на которых установлена защитная или ремонтная арматура; $K_{т.т}$ – коэффициент технологических трубопроводов ($K_{т.т} = 1$ при $D_у \le 250$ мм и $K_{т.т} = 250/ D_у$ при $D_у > 250$ мм).

Вероятность безотказной работы технологического оборудования или трубопроводов, выделенных в участок, накладывает ограничения на показатели безотказности защитной и ремонтной арматуры $P(t)$ и в общей постановке определяется как

$$P_{уч}(t) = \prod_{1}^{n} P_n(t) \prod_{1}^{m} P_m^K(t), \qquad (2.2.8)$$

где $\prod_{1}^{n} P_n(t)$ – произведение вероятностей безотказной работы последовательно соединенных элементов; $\prod_{1}^{m} P_m^K(t)$ – произведение вероятностей безотказной работы резервированных элементов; K – показатель степени, отражающей количество одинаково резервированных элементов.

При этом следует учитывать, что требования к функциональной герметичности затворов наиболее жесткие для тех элементов, вероятность безотказной работы которых минимальна. Тогда для вероятности безотказной работы затворов запорной ремонтной арматуры правомочно ограничение вида

$$[P(t)] \geq P_i(t)_{\min},$$

где $P_i(t)_{\min}$ – наименьшая вероятность безотказной работы последовательно установленного элемента или дублированных (резервированных) элементов.

Показатель средней наработки на отказ определяется аналогично аварийной и предохранительной арматуре по формуле (2.2.4).

Поддержание герметичности и показателей безотказности связано с обеспечением показателей долговечности затворов и, в частности, с согласованием сроков их планово-предупредительных ремонтов. Система планово-предупредительных ремонтов арматуры по затвору предусматривает техническое обслуживание, текущие и капитальные ремонты. При этом техническое обслуживание направлено на поддержание динамических параметров обеспечения герметичности в затворе, текущий ремонт связан с частичным восстановлением ресурса затвора, а капитальный ремонт – с восстановлением ресурса затвора [26].

При этом показатели долговечности затворов должны соподчиняться соответствующим показателям элементов системы, обслуживаемых арматурой.

Установление ресурса между капитальными ремонтами затворов должно осуществляться в соответствии с нормативными документами на арматуру и обеспечиваться при минимальных затратах.

Нормы на показатели качества. В Московском отделении НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС" разработана инженерная системная методика ИСМ-ГД для расчета и нормирования функциональной герметичности

$[Q_ф]$ для арматуры и разъемных прочноплотных соединений трубопроводов производственных цехов и участков.

В табл. 2.2.2 приведены показатели надежности отдельных защитных (обратных) клапанов, а в табл. 2.2.3 – защитных (отсечных) клапанов.

Таблица 2.2.2

Условное обозначение	$p_у$, МПа	$t_р$, °С	$D_у$, мм	Средний срок службы до ремонта $T_{сл.ср.р}$, лет	Средний ресурс до ремонта $T_{р.ср.р}$, циклы (ч)	Средняя наработка на отказ $T_о$, циклы (ч)
				не менее		
16ч42р	0,25	50	50; 80; 100; 150; 200; 250; 300; 400	5	2000	500
16нж10бк3	1,6	70	40; 50; 65; 80; 100; 150	6	(80 000)	(10 000)
16нж10бк7	1,6	200				
16нж10бк15	1,6	420				
16с13нж	4	425	40; 50; 65; 80; 100; 150; 200	5	5000	1200
16с21ст3	40	200	125	10	6000	2000
16с21нж	32	200	32	10	(80 000)	(12 000)
16С48нж	16	300	20; 25;	10	(80 000)	(16 000)
16С48нж1	16	300	15; 20; 25			
16НЖ48нж	16	300	25			
КП-160-I	16	450	40; 50	10	5000	1800
КП-160-II	16	550				
КП-160-III	16	600				

Окончание табл. 2.2.2

Условное обозначение	p_y, МПа	t_p, °С	D_y, мм	Средний срок службы до ремонта $T_{сл\,ср.р}$, лет	Средний ресурс до ремонта $T_{р.ср\,р}$, циклы (ч)	Средняя наработка на отказ T_o, циклы (ч)
				не менее		
19с10нж	16	450	50; 80; 100	5	2000	450
19нж10бк	16	600				
19нж10бк1	16	600				
19нж11бк	4	600	50; 80; 100; 150; 200	5	2500	450
19нж11бк1	4	200				
19с20нж1	8	80	500; 700; 1000	10	2500	400
19с38нж	6,3	425	50; 65; 80; 100; 150; 200	10	(60 000)	12 000
19нж38нж	6,3	200		10	(80 000)	12 000

Таблица 2.2.3

Условное обозначение	p_y, МПа	t_p, °С	D_y, мм	Средний срок службы до ремонта $T_{сл\,ср.р}$, лет	Средний ресурс до ремонта $T_{р\,ср\,р}$, циклы (ч)	Средняя наработка на отказ T_o, циклы (ч)
				не менее		
Е96377	0.03	50	100	5	10 000	1800
22нж629нж	1,6	200	50; 80; 100; 150	10	10 000	2500
22с36р, 22с36р1	4,0	100	50; 80; 100; 150	10	10 000	2500
22нж37п, 22нж37п1	4,0	100	200	10	10 000	2500

Окончание табл. 2.2.3

Условное обозначение	p_y, МПа	t_p, °С	D_y, мм	Средний срок службы до ремонта $T_{сл.ср.р}$, лет	Средний ресурс до ремонта $T_{р.ср.р}$, циклы (ч)	Средняя наработка на отказ T_o, циклы (ч)
				не менее		
22нж31р, 22нж31р1	1,6	100	200; 250; 300	10	10 000	2500
22нж38нж, 22нж38нж1	10	200	100	10	5000	800
22с32п, 22нж32п, 22нж32п1	2,5	120	25; 32; 40; 50; 80	10	10 000	–
Т26356	2,5	20	15	10	40 000	8000

2.2.4. Нормы долговечности и герметичности регулирующей и запорно-регулирующей арматуры для систем с агрессивными средами

В технологических системах установок большое количество арматуры работает в режиме управляющего элемента и обеспечивает работоспособность организующих процесс машин, компрессоров, насосов. При этом герметичность и надежность затворов должны регламентироваться по показателям назначения и экономичности организующих технологический процесс элементов установки.

Выбор допустимых значений показателей качества. Агрессивность среды является одним из определяющих факторов и накладывает ограничения на выбор конструкции (по материалу и исполнению), а также влияет на точность изготовления элементов технологической системы: аппаратов, машин, насосно-компрессорного оборудования, трубопроводов, арматуры, в целом определяющих как номинальную долговечность установки в целом, так и получение продукции требуемого качества при наименьших затратах.

Отсюда следует, что утечка среды через затвор, с одной стороны, обусловливает появление дополнительных энергозатрат на компремиро-

вание и транспортирование среды, а для производств с высокими требованиями к точности дозирования – к ухудшению кондиции продукта; с другой стороны, приводит к дополнительному коррозионно-механическому изнашиванию элементов технологической системы ввиду высокой агрессивности рабочей среды. При этом ужесточение требований к герметичности затворов определяет рост затрат на стадии изготовления деталей арматуры.

При подчиненности показателей качества затворов управляющей арматуры показателям работоспособности и экономичности организующего процесс элемента технологической системы расчет показателей надежности и оптимальной герметичности затворов базируется на общем математическом описании (см. п. 2.2.1) и на следующих положениях:

– функциональной зависимости вероятности безотказной работы $P(t)$ и средней наработки на отказ $T_{ср}$ затвора арматуры от соответствующих показателей безотказности организующего процесс элемента;

– установлении функционального объема накопленной утечки среды через затвор за время нормального функционирования (межремонтный период) организующего процесс элемента;

– определении оптимального уровня герметичности затворов, обеспечиваемого при минимальных затратах на изготовление арматуры и эксплуатацию организующего процесс элемента.

Межремонтный период организующего процесс на участке или в системе установок компрессора (машины, насоса) зависит от его типа и исполнения, материала, конструктивных параметров и точности деталей и служит определителем бесперебойного функционирования затвора арматуры. При этом для $[T_{ср}]$ арматуры должно выполняться условие

$$[T_{ср}] \geq T_{ср.эл.уст}, \qquad (2.2.9)$$

где $T_{ср.эл.уст}$ – средняя наработка на отказ элемента установки, обслуживаемой арматурой.

Установление значения герметичности затвора базируется на введении понятия условного функционального объема $V_ф$ накопленной утечки среды за регламентированное время $[T_{ср}]$ (рис. 2.2.4).

Установление оптимальной герметичности проводится из условия минимизации суммарных затрат $C_Σ$ на эксплуатацию компрессора $C_э$ (например, по энергозатратам) и изготовление запорной арматуры $C_т$ (по деталям затвора).

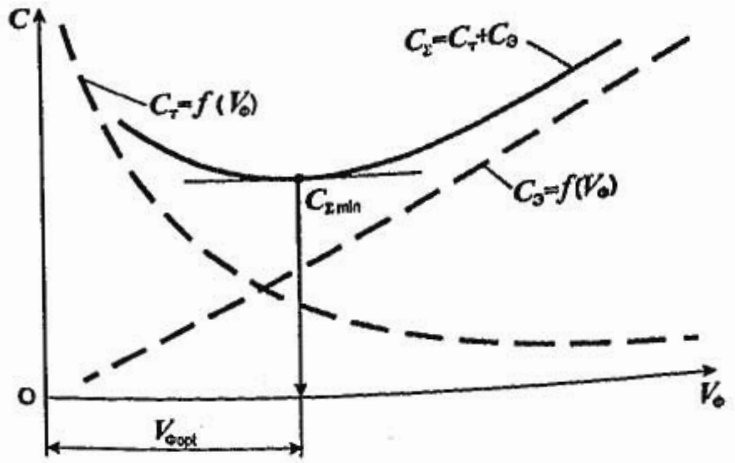


Рис. 2.2.4. График к расчету оптимального объема накопленной утечки среды через затвор управляющей арматуры целевого назначения

Искомое уравнение для расчета оптимальной герметичности затвора при $[Q_ф] = Q_{ф\,opt}$:

$$[Q_ф] = V_{ф\,opt} / [T_{ср}]. \qquad (2.2.10)$$

Расчет позволяет с учетом согласования вероятностей безотказной работы арматуры $P(t)$ и компрессора $P_к(t)$ установить норму исходной герметичности при прогнозировании ее изменения во времени.

Таблица 2.2.4

Показатель надежности	Назначенный показатель надежности	Категория качества изделия	
		первая	высшая
Безотказность	Вероятность безотказной работы в течение назначенного ресурса $P(t)$	0,85	0,9
Долговечность	Средний срок службы до ремонта $T_{сл.ср.р}$, ч	25 000	35 000
	Полный средний срок службы $T_{сл.ср.п}$, ч	100 000	200 000
Сохраняемость	Средний срок сохраняемости, год	2	

Нормы на показатели качества. В Московском отделении НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС" разработана инженерная системная методика ИСМ-ДГ для расчета и регламентации средней наработки на отказ [$T_{ср}$] и оптимальной герметичности [$Q_ф$] в затворе арматуры.

В табл. 2.2.4 приведены значения для отдельных показателей надежности дросселирующей регулирующей арматуры.

2.2.5. Нормы герметичности и безотказности запорной арматуры общепромышленного назначения

Во вспомогательных технологических системах установок эксплуатируется наибольшее количество арматуры, которая работает в режиме управляющего или концевого (ремонтного) элемента системы.

Для условий эксплуатации такой арматуры, запирающей безопасные, нейтральные по агрессивности среды, герметичность и показатели надежности затвора регламентируются обобщенными показателями, значения которых должны обеспечиваться при минимальных затратах на изготовление и эксплуатацию арматуры.

Выбор допустимых значений показателей качества. Расчет оптимальной герметичности и безотказности затворов арматуры, работающей во вспомогательных системах установок на нейтральных средах, основывается на методе определения норм показателей качества затворов арматуры целевого назначения при учете следующих положений:

– установлении обобщенных значений предельной утечки нейтральной среды через затвор арматуры;

– согласовании обобщенных значений с давлением p_y и температурой испытательной среды, диаметром условного прохода арматуры D_y;

– определении оптимального уровня утечки через затвор нового или восстановленного изделия арматуры;

– соподчиненности при выборе арматуры вероятности безотказной работы и средней наработки на отказ затвора соответствующим показателям безотказности конкретной системы установки.

Установление обобщенных значений базовых показателей работоспособности арматуры осуществлялось на основе систематизации требований потребителей к предельной утечке нейтральных сред (воды, воздуха, пара) через затвор и сроку его службы.

Результатом сбора и обработки информации о предельной утечке газообразных сред через затвор запорной арматуры явилось установление значений функциональной герметичности для различных фиксированных

сочетаний эксплуатационных параметров $Q_{ф1}$, $Q_{ф2}$, ..., $Q_{ф\,j}$, где индексы 1, 2, ... соответствуют сочетаниям эксплуатационных параметров арматуры D_y 3; ...; 400 мм и p_y = 0,1 ... 20 МПа.

В качестве базовой испытательной среды был принят воздух.

Приведение значений функциональной герметичности $Q_ф$ газообразных сред к предельной утечке воздуха $Q_ф^в$ осуществлялось по формуле вида

$$Q_{ф_i}^в = K_{П_i} Q_{ф_i},$$

где $K_{П_i}$ – коэффициент приведения i-го сочетания эксплуатационных параметров.

При окончательной увязке предельных значений утечки воздуха $Q_ф^в$ через затвор с D_y арматуры клапанного типа было установлено (рис. 2.2.5), что функциональная герметичность затворов по воздуху $[Q_ф^в]$ удовлетворительно описывается зависимостью вида

$$[Q_ф^в] = C_в (p_y + 0{,}2) D_y^{3/2}, \qquad (2.2.11)$$

где $C_в$ – коэффициент приведения (для воздуха $C_в$ = 0,156).

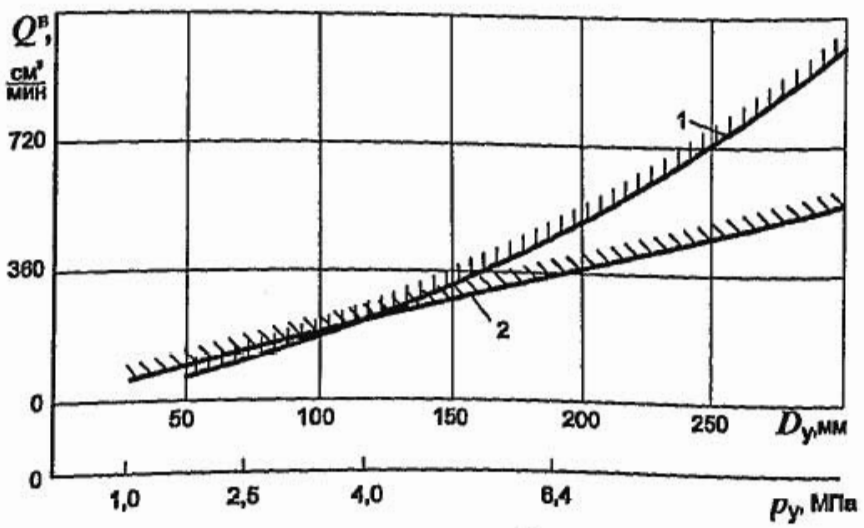


Рис. 2.2.5. График зависимости предельной утечки по воздуху от D_y и p_y для целевой клапанной арматуры общепромышленного назначения:

1 – $Q_ф^в = f(D_y)$ при p_y = 1,0 МПа; *2* – $Q_ф^в = f(p_y)$ при D_y 50 мм

Функциональная герметичность $[Q_{\text{ф}}^{\text{в}}]$ включает допустимую утечку нового или восстановленного изделия $[Q_{\text{т}}^{\text{в}}]$ и приращение последней в процессе эксплуатации $Q^{\text{в}}(t)$ арматуры.

Приращение утечки $Q^{\text{в}}(t)$ выступает показателем надежности затвора управляющей арматуры в циклах срабатывания. В общем случае по мере увеличения количества циклов $N_{\text{ц}}$ объем утечки будет в среднем возрастать.

Утечка нового или восстановленного изделия, при прочих равных условиях, зависит от параметров и точности герметизаторов затвора и деталей арматуры. Точность герметизаторов по шероховатости, волнистости, отклонениям формы и размеров определяется технологией изготовления или восстановления затворов. Для сопоставления вариантов технологических процессов используют абсолютные и относительные критерии. За критерий оценки принят абсолютный критерий – трудоемкость обработки герметизирующих поверхностей, значение которой выражаем через производственные затраты $C_{\text{т}}$ и герметичность затвора $Q^{\text{в}}$ арматуры.

Дифференцируя суммарные затраты C_{Σ} по $Q^{\text{в}}$ и принимая первую производную от C_{Σ} равной нулю, получим зависимость для расчета оптимальной герметичности затворов новых или восстановленных изделий арматуры

$$[Q_{\text{т}}^{\text{в}}] = \left(\frac{\alpha K_{\text{т}}}{\beta K_{\text{э}}}\right)^{1/(1/\alpha+1/\beta)}, \qquad (2.2.12)$$

где α, β – опытные показатели степени; $K_{\text{т}}$ – комплекс производственных параметров оптимизации; $K_{\text{э}}$ – комплекс эксплуатационных параметров оптимизации.

Показатели надежности запорной арматуры вспомогательных технологических систем установок устанавливаются с учетом условий эксплуатации обслуживаемого арматурой элемента. При этом вероятность безотказной работы $P(t)$ затвора определяется следующими условиями:

1) признаком отказа затвора служит превышение утечки рабочей (испытательной) среды $[Q_{\text{ф}}^{\text{в}}]$;

2) скорость приближения к единице вероятности появления отказа в любой момент времени больше скорости разности произведений условных вероятностей того, что постепенный отказ по утечке в i-й момент времени не появится при условии, что во все предшествующие циклы он не появлялся;

3) случайная функция распределения утечки рабочей среды $Q(t)$ возрастает в среднем по линейному закону.

Для перечисленных условий вероятность безотказной работы $P(t)$ затвора по утечке рабочей среды $Q(t)$ за время t при нормальном распределении выражается соотношением вида

$$[P(t)] \cong 0{,}5 + \Phi_0 \left[\frac{[Q_\phi] - M(Q) + U_p \sigma(Q)}{\sqrt{\sigma^2(Q)_{t=0} + (\sigma(v_Q)t)^2}} \right], \qquad (2.2.13)$$

где Φ_0 – функция Лапласа; $M(Q)$, $\sigma(Q)$ – соответственно математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение утечки при $t = [T_{ср}]$; $[T_{ср}]$ – норма ресурса (циклической наработки) затвора; U_p – квантиль нормального распределения износовых отказов, выбираемый по $P(t)$ обслуживаемого арматурой элемента; $\sigma(Q)_{t=0}$ – среднее квадратическое отклонение утечки затвора в начальный момент времени его работы; $\sigma(v_Q)$ – среднее квадратическое отклонение скорости смещения центра стационарного распределения утечки рабочей среды.

Нормы на показатели качества. Действующий ГОСТ 9544-93 распространяется на общепромышленную запорную арматуру. Он охватывает все виды запорной трубопроводной арматуры на p_y от 0,1 МПа и устанавливает нормы герметичности затворов, а также требования к проведению испытаний на герметичность. Данный ГОСТ может быть использован для ее сертификации.

Стандарт не распространяется на специальную арматуру и арматуру с электромагнитным приводом.

Испытания на герметичность затворов арматуры необходимо проводить в соответствии с табл. 2.2.5.

Испытания на герметичность затвора следует проводить после закрытия запорного органа способом, предусмотренным в технических условиях на конкретный вид арматуры.

Направление подачи среды при испытаниях на герметичность затвора зависит от конструкции запорной арматуры и указывается в технических условиях на конкретный вид арматуры.

Минимальная продолжительность испытания на герметичность затвора приведена в табл. 2.2.6.

Максимально допустимые значения утечек при приемо-сдаточных испытаниях по классам герметичности указаны в табл. 2.2.7.

Таблица 2.2.5

Номинальный размер (условный проход) D_y, мм	Номинальное давление p_y, МПа	Испытание затвора на герметичность
≤ 80	≥ 0,1	а) вода – давление 1,1 p_y или б) воздух давлением 0,6 МПа ± 0,05 МПа
≥ 100 ≤ 200	≤ 5,0	
	≥ 6,3	Вода – давление 1,1 p_y
≥ 250	≥ 0,1	

Таблица 2.2.6

Номинальный диаметр D_y, мм	Минимальная продолжительность испытаний уплотнений, с	
	металл по металлу	неметаллических уплотнений
≤ 50	15	15
≥ 65 ≤ 200	30	15
≥ 250 ≤ 400	60	30
≥ 500	120	60

Таблица 2.2.7

Класс герметичности			
A	B	C	D
Нет видимых утечек	0,0006 см^3/мин × × D_y (вода)	0,0018 см^3/мин × × D_y (вода)	0,006 см^3/мин × × D_y (вода)
	0,018 см^3/мин × × D_y (воздух)	0,18 см^3/мин × × D_y (воздух)	1,8 см^3/мин × × D_y (воздух)

Примечания:

1. Класс герметичности для запорной арматуры указывают в технических условиях на конкретный вид арматуры.
2. Значения утечек соответствуют случаю истечения в атмосферу.
3. При определении утечек номинальный диаметр принимать в миллиметрах.

Испытательную среду выбирают в зависимости от назначения арматуры, и она должна соответствовать: вода – ГОСТ 2874, воздух класса 0 ГОСТ 17433. Температура испытательной среды – от 5 до 40 °С.

Погрешность измерений утечек не должна превышать:

±0,01 $см^3$/мин – для утечек ≤ 0,1 $см^3$/мин;

± 5 % – для утечек > 0,1 $см^3$/мин.

В табл. 2.2.8 приведены значения показателей надежности отдельной общепромышленной арматуры.

Таблица 2.2.8

Наименование изделия	Средний срок службы $T_{сл.ср.р}$, лет	Полный средний ресурс $T_{р.ср.р}$		Средняя наработка на отказ $T_о$	
		× 10^3 циклов	× 10^4 ч	× 10^3 циклов	× 10^4 ч
Задвижки клиновые с выдвижным шпинделем из углеродистой и коррозионно-стойкой стали:					
$D_у$ ≤ 300 мм	10	25	8	5	8
$D_у$ ≥ 300 мм	10	20	8	4	8
Клапаны запорные сальниковые из углеродистой стали	10	100	8	27	14
Клапаны запорные сальниковые из коррозионно-стойкой стали	10	100	8	27	14
Клапаны запорные сильфонные из углеродистой стали	10	100	8	27	10
Клапаны запорные сильфонные из коррозионно-стойкой стали	10	100	8	27	10
Предохранительные клапаны из углеродистой и коррозионно-стойкой стали	8	7,5	8	1,2	10

Окончание табл. 2.2.8

Наименование изделия	Средний срок службы $T_{сл.ср.р}$, лет	Полный средний ресурс $T_{р.ср.р}$		Средняя наработка на отказ $T_о$	
		$\times 10^3$ циклов	$\times 10^4$ ч	$\times 10^3$ циклов	$\times 10^4$ ч
Регулирующие сальниковые клапаны из углеродистой стали	12	–	10	–	10
Регуляторы давления до и после себя из углеродистой и коррозионно-стойкой стали	10	–	8	–	8
Клапаны обратные подъемные из углеродистой и коррозионно-стойкой стали	10	–	8	–	12
Клапаны обратные поворотные из углеродистой и коррозионно-стойкой стали:					
$D_y \le 300$ мм	10	–	8	–	12
$D_y \ge 300$ мм	10	–	8	–	10
Отсеченные клапаны из углеродистой и коррозионно-стойкой стали	10	100	8	25	12

2.3. ВЫБОР ИСПОЛНЕНИЯ АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ КАЧЕСТВА

2.3.1. Положения для установления соответствия конструктивных параметров исполнений арматуры показателям ее качества

Реализация норм на показатели качества арматуры целевого назначения по параметрам установок связана при выборе с оптимизацией конструкций, параметров материала, геометрических параметров герметизаторов затвора и других соподчиненных деталей арматуры.

Выбор конструкции и параметров затворов арматуры целевого назначения предусматривает выполнение следующих взаимосвязанных этапов:

– согласование общесистемной, системных и конструктивных моделей функционирования арматуры по герметичности затвора с учетом показателей нормального функционирования установки;

– установление комплексов параметров конструктивных моделей затворов с оценкой их структуры (конструкции) по характеристикам типизированных эксплуатационных ситуаций;

– определение состава базовой модели для установления комплексов функциональных соподчиненных параметров герметизаторов затворов и других деталей арматуры;

– установление значений параметров герметизаторов и других соподчиненных деталей и сопоставление их с нормами на показатели качества целевой арматуры.

Общесистемная, системные и конструктивная модели функционирования арматуры по герметичности затвора основываются на определении области нормального функционирования установки и предусматривают математическое описание параметров межконтактного пространства, образуемого герметизаторами затвора.

При составлении общесистемной и системных моделей принят ряд исходных положений. Общесистемная модель функционирования разрабатывается для системного объекта – целевой арматуры с учетом влияния совокупности элементов внешней среды, не принадлежащих объекту, но связанных с ним через сложную систему – установку. Одновременно общесистемная модель должна учитывать состояние самого системного объекта.

Функционирование арматуры рассматривается в период T с началом эксплуатации в момент времени $t_0 = 0$ и окончанием в момент времени $T_{ср}$: $T = [t_0, T_{ср}]$. При этом, учитывая влияние совокупности факторов внешней среды, множество значений утечки среды, определенных для всех $t \in T$, характеризует входной процесс.

Утечка $Q(t)$, принимая множество значений, выступает параметром состояния системы "затвор арматуры" с учетом условий эксплуатации.

Взаимодействие арматуры и совокупности элементов носит двусторонний характер. Учет влияния арматуры на внешнюю среду выражается утечкой $Q(t)$ в определенный момент времени.

Следует учитывать совокупность внутренних и конструкторско-технологических свойств арматуры, определяемых исходной утечкой

через затвор. Конструкторско-технологический параметр утечки $Q_{исх}$ характеризует состояние системы "затвор арматуры" на момент начала эксплуатации, т.е. нового или восстановленного изделия.

С позиций нормального функционирования технологической установки важно выходное воздействие утечки. Это обусловлено постепенным изменением $Q(t)$, связанным с коррозионно-механическим изнашиванием герметизаторов затвора арматуры.

Для целевой арматуры нормальное функционирование затвора связано с установлением ограничений по утечке Q и длительности периода T:

$$Q(t) \le [Q_{ф}]; \quad T \ge [T_{ср}] .$$

Общесистемная модель функционирования затворов целевой арматуры по утечке представляет собой кортеж из множеств, операторов и пространств.

Модель обеспечивает прогнозирование процесса функционирования затвора на протяжении всего времени функционирования по известным начальному состоянию $Q_{исх}$ и ограничениям $[Q_{ф}]$, $[T_{ср}]$ на выходной процесс $Q(t)$.

Составляющие общесистемной модели обладают различными свойствами, совокупность которых позволяет конкретизировать характер функционирования затвора арматуры и получить набор системных моделей [18].

Общесистемная модель, следуя классификации системных моделей, должна уточняться в процессе рассмотрения четырех системных свойств:

- непрерывности;
- линейности;
- стационарности;
- стохастичности.

На первом этапе устанавливается непрерывность или дискретность системы во времени, а также по операторам выхода и перехода.

В общем виде норма времени функционирования затвора

$$[T_{ср}] = [N_{ц}]\, t_{ц} ,$$

где $[N_{ц}]$ – регламентированное количество циклов срабатывания затвора; $t_{ц}$ – время единичного цикла.

$$t_{ц} = t_{з} + t_{о} + t_{з.з} + t_{о.з} ,$$

где $t_{з}$, $t_{о}$ – соответственно время закрытия и открытия затвора (для приводной арматуры $t_{з} = t_{о}$); $t_{о.з}$, $t_{з.з}$ – соответственно время выдержки затвора в открытом и закрытом положениях.

Режим работы затворов арматуры установок характеризуется соотношением составляющих времени единичного цикла и количеством циклов.

Типовые режимные характеристики для арматуры:

- регулирующей и запорно-регулирующей $\frac{t_{з.з}}{t_{о.з}} \to 1$, $N_ц \to N_{max}$;
- защитной и ремонтной запорной $t_{о.з} \to [T_{ср}]$, $N_ц \to 0$;
- предохранительной и концевой запорной $t_{з.з} \to [T_{ср}]$, $N_ц \to 0$.

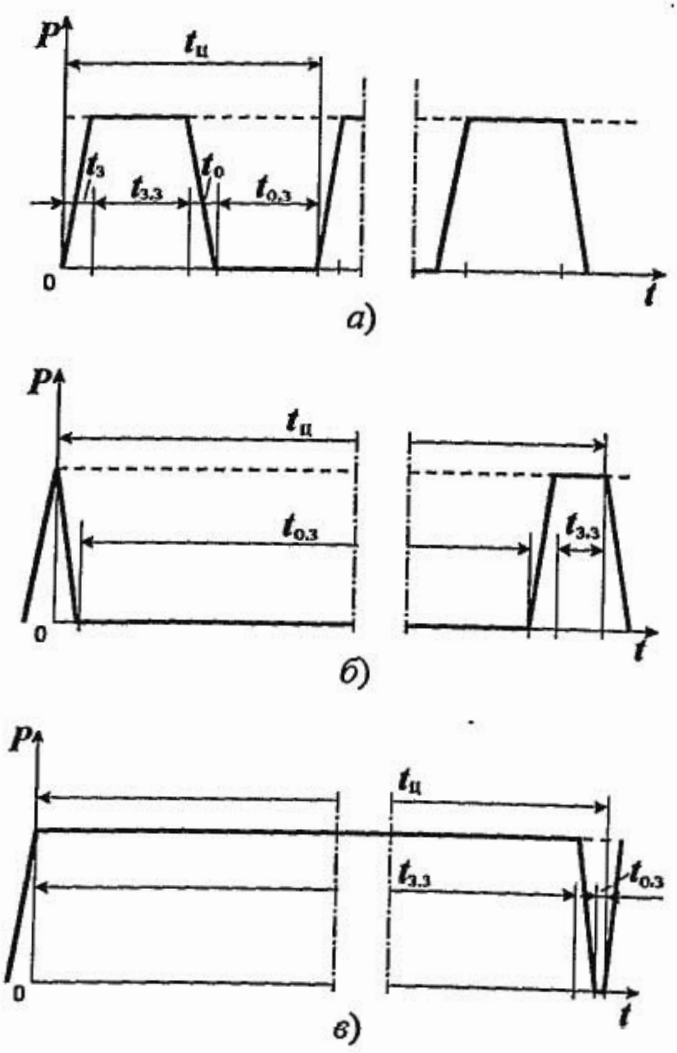


Рис. 2.3.1. Циклограммы нагружения герметизаторов затвора во времени для регулирующей (*а*), ремонтной (*б*) и предохранительной (*в*) арматуры

Градация режимов работы затворов арматуры позволяет прогнозировать характер коррозионно-механического изнашивания герметизаторов. В общем случае при частом открытии и закрытии затвора будет преобладать механический износ, при преимущественно открытом затворе – абразивный, при преимущественно закрытом затворе – износ в результате фреттинг-коррозии.

Циклограммы нагружения герметизаторов затвора (рис. 2.3.1) показывают, что каждая из трех систем по градации режимов работы не является целиком непрерывной или дискретной, т.е. моделируемые системы являются дискретно-непрерывными. Вместе с тем, поскольку ресурс работы затвора значительно больше времени единичного цикла, дискретно-

стью выходного процесса можно пренебречь и считать, что $Q(t)$ непрерывна.

В соответствии с градацией режимов работы затворов арматуры и положениями теории трения и износа скорость коррозионно-механического изнашивания при циклической наработке при преимущественно открытом или закрытом затворе в период t_0 t будет изменяться нелинейно, т.е. операторы неоднородны. Следовательно, мы имеем дело с нелинейными непрерывными системами.

Утечка среды через затвор определяется комплексом функциональных параметров: материала и геометрических, являющихся случайными величинами, подчиняющимися нормальному распределению или распределениям, которые могут быть аппроксимированы нормальным. Тогда мы имеем дело со стохастическими системами, в которых $Q(t)$ и $Q_{исх}(t)$ – случайные величины с заданными законами распределения.

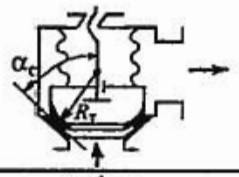
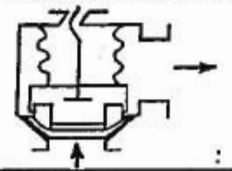
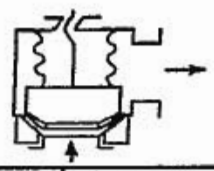
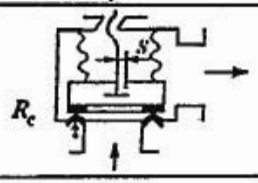
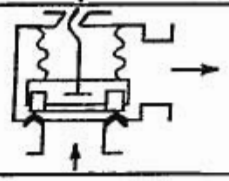
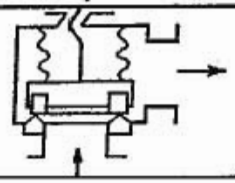
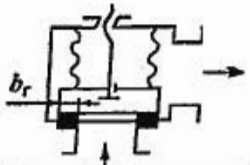
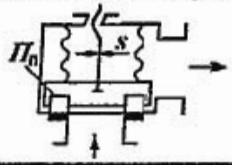
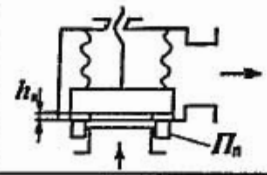
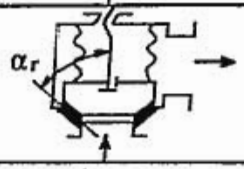
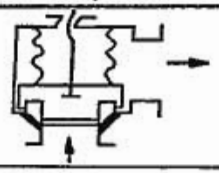
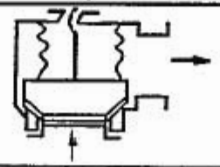
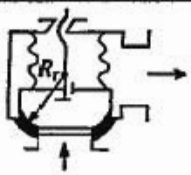
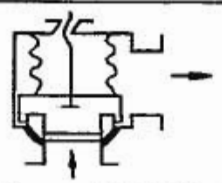
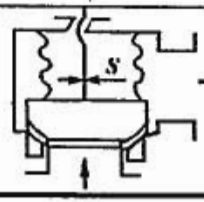
Процесс получения конструктивной модели сводится к конкретизации операторов системной модели на основе сведений о характере функционирования системы по параметрам затворов.

Установление комплексов параметров затворов арматуры, влияющих на герметичность, требует систематизации их исполнений. Проведенный анализ параметров обеспечения герметичности базовых затворов клапанной арматуры технологических установок основан на унификации конструкций затворов по материалу и исполнению герметизаторов с выделением параметров-определи-телей (табл. 2.3.1).

По соединениям затворы разделены на две группы: *номинально поверхностные* и *номинально линейные*; по типам соединений герметизаторов в затворе – на *плоские*, *конические*, *сферические*, *сфероконические* и *ножевые*; по материалу тарелки и седла затвора – на *металлические*, *металлополимерные*, *полимерные*; по типу установки тарелки затвора на штоке привода – на *свободные* (с гарантированным зазором), *жесткие* (с нулевым зазором) и *смешанного типа* (с гарантированным или нулевым зазором).

Параметрами-определителями (геометрическими) являются: номинальная ширина контакта $b_г$, угол уклона уплотнения седла $\alpha_с$ и номинальный радиус контакта $R_г$ для соединений номинально поверхностных затворов, для соединений номинально линейных затворов – номинальный радиус тарелки $R_т$ или седла $R_с$. По материалу герметизаторов параметрами-определителями выступают толщина слоя полимера $h_п$ и периметр заделки полимерного герметизатора $П_п$, а по типу установки тарелки на штоке – номинальный радиальный зазор в сопряжении "тарелка–шток" s.

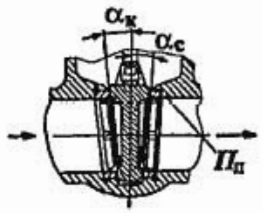
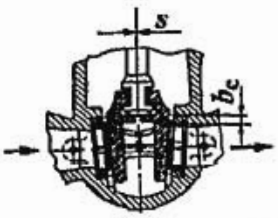
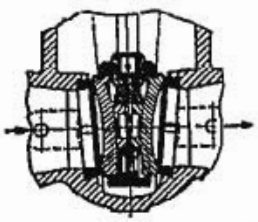
Таблица 2.3.1

Исполнение затвора	Параметры-определители затвора					
	Металл-металл		Металл-полимер		Полимер-полимер	
Номинально линейные						
Сферический		$R_т$; $0 < \alpha_с < 90°$; $s > 0$		$R_т$; $0 < \alpha_с < 90°$; $П_п$; $s \geq 0$		$R_т$; $0 < \alpha_с < 90°$; $h_п$; $П_п$; $s = 0$
Ножевой		$R_с$; $\alpha_т = 90°$; $s > 0$		$R_с$; $\alpha_т = 90°$; $П_п$; $s \geq 0$		$R_с$; $\alpha_т = 90°$; $h_п$; $П_п$; $s = 0$
Номинально поверхностные						
Стыковой		$b_г$; $\alpha_г = 90°$; $s > 0$		$b_г$; $\alpha_г = 90°$; $П_п$; $s \geq 0$		$b_г$; $\alpha_г = 90°$; $h_п$; $П_п$; $s = 0$
Конический		$b_г$; $0 < \alpha_г < 90°$; $s > 0$		$b_г$; $0 < \alpha_г < 90°$; $П_п$; $s \geq 0$		$b_г$; $0 < \alpha_г < 90°$; $h_п$; $П_п$; $s = 0$
Сферический		$R_г$; $0 < \alpha_г < 90°$; $s > 0$		$R_г$; $0 < \alpha_г < 90°$; $П_п$; $s \geq 0$		$R_г$; $0 < \alpha_г < 90°$; $h_п$; $П_п$; $s = 0$

Анализ конструкций клиновых затворов задвижек базируется на учете исполнений клина и материала герметизаторов клина и седла (табл. 2.3.2). По исполнению клина затворы разделены на три группы: с *цельным* (жестким), с *упругим* и с *составным* клином, а по материалу герметизаторов и способу их заделки: *металл клина по металлу корпуса, металл по металлу вставного герметизатора корпуса, металл по полимеру вставного герметизатора корпуса.*

Параметрами–определителями выступают: $\alpha_с$ – угол уклона уплотняющих поверхностей корпуса; $\alpha_к$ – угол уклона уплотняющих поверхностей клина; $b_с$ – ширина уплотнения корпуса; s – номинальный радиальный зазор в соединении "шпиндель–клин"; $П_п$ – периметр заделки герметизатора (металлического, полимерного); $h_п$ – толщина слоя полимера.

Таблица 2.3.2

Исполнение затвора	Схема затвора	Параметры–определители затвора		
		Металл-металл	Металл-вставной металлический герметизатор	Металл-вставной неметаллический герметизатор
Жесткий клин		$\alpha_к$, $d_с$, $b_с$, $s > 0$	$\alpha_к$, $\alpha_с$, $b_с$, $П_п$, $s > 0$	$\alpha_к$, $\alpha_с$, $П_п$, $h_п$, $s \geq 0$
Упругий клин		$\alpha_к$, $d_с$, $b_с$, $s \geq 0$	$\alpha_к$, $\alpha_с$, $b_с$, $П_п$, $s \geq 0$	$\alpha_к$, $\alpha_с$, $П_п$, $h_п$, $s = 0$
Составной клин		$\alpha_к$, $\alpha_с$, $b_с$, $s = 0$	$\alpha_к$, $\alpha_с$, $b_с$, $П_п$, $s = 0$	$\alpha_к$, $\alpha_с$, $П_п$, $h_п$, $s = 0$

Анализ конструкций шаровых кранов был проведен с позиций оценки уровня требований к основному и соподчиненным показателям качества. Конструктивные компоновки шаровых кранов D_y 50, ..., 2000 мм подразделяются по способам обеспечения точности взаимного расположения деталей затвора (шаровой пробки и двух седел, образующих входное и выходное уплотнения крана) на четыре группы (рис. 2.3.2).

К первой группе относятся компоновки со свободной ориентацией шаровой пробки по отношению к входному и выходному седлам. Герметичность затвора в конструкциях данных компоновок достигается поджатием шаровой пробки к седлу выходного уплотнения шарового крана. Поджатие обеспечивается давлением среды p_y. Для компоновок данной группы, ввиду малой площади S шаровой пробки, требуется предварительное поджатие при их сборке. Компоновки отличаются простотой конструкции, седла обычно выполнены из полимерных материалов (фторопласта-3, фторопласта-4, фторопласта с наполнителем типа Ф4К20).

Уплотнения из полимерных материалов более функциональны (по герметичности, надежности), чем уплотнения из металлов. Вместе с тем использование таких уплотнений ограничено температурой среды. Требования к функциональной герметичности затвора $[Q_ф]$ повышены. При этом нормы наработки до отказа $T_{ср}$ постоянно увеличиваются.

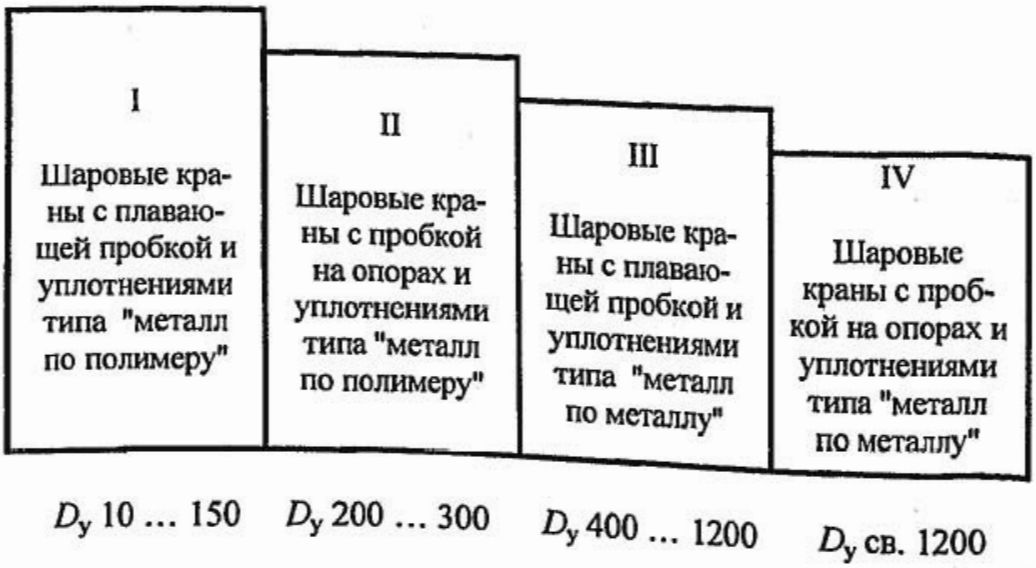


Рис. 2.3.2. Классификация компоновок шаровых кранов по признакам герметизирующей способности затвора

Конструкции должны быть технологичны применительно к крупносерийному производству, должны отвечать правилу наикратчайшей размерной цепи, принципам агрегатирования и единства баз. Свободная ориентация шаровой пробки по отношению к седлам указывает на возможность ее унификации для шаровых кранов в исполнениях с упругими, а также жесткими седлами. Унификация шаровых пробок возможна как по геометрическим параметрам, так и по их материалам.

Ко второй группе отнесены компоновки с жесткой ориентацией шаровой пробки по отношению к жестким или упругим седлам. Качество работы конструкции для изделий данной группы определяется главным образом предварительным поджатием при сборке шаровых кранов. Эффект самоуплотнения входного седла по шаровой пробке на опорах мал и определяется площадью седла. При этом "активная" площадь седла мала по отношению к аналогичной площади шаровой пробки (менее 10 %), используемой для создания самоуплотнения в компоновках первой группы.

Компоновки более сложные по сравнению с конструкциями первой группы за счет необходимости установки шаровой пробки на опорах. Жесткая ориентация деталей затвора повышает герметизирующую способность системы, но вместе с тем снижает технологичность конструкции (количество деталей возрастает в среднем на 50 %).

Стандартизация и унификация деталей затвора ограничиваются применением специальных систем управления шаровой пробкой и элементов крепления седел в корпусе. Требования к точности повышены прежде всего для деталей конструкции, влияющих на работу затвора. Конструкции должны отвечать требованиям технологичности для серийного производства шаровых кранов.

В третью группу включены компоновки со свободной ориентацией шаровой пробки по отношению к седлам. Ограничения на полимерные уплотнители по допустимым давлениям герметизации в уплотнении делают невозможным использование упругих седел в компоновках данной группы. Седла выполняют из металлов и их сплавов (сталь марки 20Х13, стеллит и др.). Функциональная способность затвора ограничивается давлением p_y. С увеличением давления резко возрастает крутящий момент при управлении шаровой пробкой при работе изделия, т.е. снижается экономичность шаровых кранов.

Герметичность достигается поджатием шаровой пробки к седлу выходного уплотнения давлением среды. Требования к основным показателям качества ограничены узкой сферой их применения. Конструкции данной группы специфичны и относятся к изделиям серийного производства. Стандартизация и унификация деталей затвора неэффективны.

В четвертую группу включены компоновки с жесткой ориентацией шаровой пробки по отношению к жестким седлам. Шаровые краны данной группы имеют большой диаметр условного прохода (D_y свыше 1200 мм), изготовляются мелкосерийно и индивидуально в соответствии со специальными требованиями к важнейшим показателям качества.

Герметичность достигается поджатием входного седла по шаровой пробке на опорах. Для обеспечения герметичности и уменьшения крутящего момента при управлении шаровой пробкой в зону уплотнения подается смазка под давлением, что еще более усложняет конструкцию кранов данной группы. Номенклатура марок материала жесткого уплотнителя (седел) мала, а это ограничивает унификацию деталей затвора.

Краны с плавающей пробкой разделяют на системы с *односторонним* и *двусторонним* уплотнением. В основу разделения положено влияние предельных отклонений рабочего давления среды в трубопроводах на изменение герметичности в затворе. Данное влияние принято за критерий анализа эксплуатационной технологичности конструкций затвора.

Для запорной арматуры в целом регламентировано верхнее предельное давление среды. Оно определено из условия прочности шаровых кранов. Нижнее предельное давление среды не регламентируется и по условиям эксплуатации может быть фиксировано или принимать любые значения в диапазоне от 0 до p_p.

Требования к герметичности затвора, при данных изменениях рабочего давления среды, регламентированы нормой $[Q_ф]$.

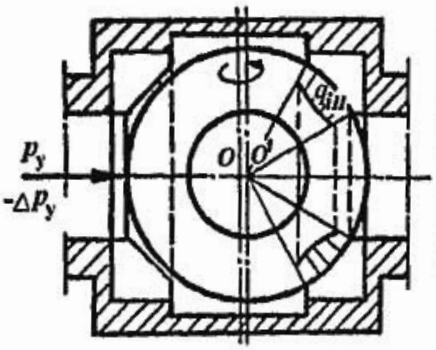
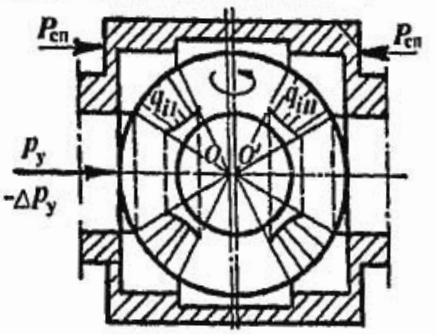
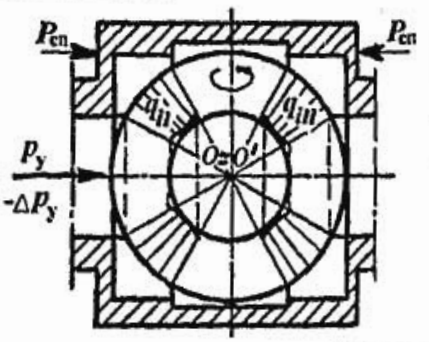
Значение контактного давления герметизации в затворе $q_г$, определяющего соблюдение $[Q_ф]$, зависит от комплекса геометрических и структурных характеристик деталей затвора и условного давления среды p_y.

При положительном отклонении давления среды $+\Delta p_y$ выполняется условие герметичности, а при отрицательном $-\Delta p_y$ – условие герметичности по $q_г$ нарушается.

Следовательно, если изменение давления среды в трубопроводе эквивалентно изменению утечки Q в регламентированном пределе $[Q_ф]$, то герметичность в затворе обеспечивается при самоуплотнении шаровой пробки по выходному седлу. Самоуплотнение обеспечивается давлением p_y. Система обеспечения герметичности является односторонней: $q_{лI} = 0$, $q_{лII} \geq q_г$ (табл. 2.3.3).

Если изменение давления среды не эквивалентно допускаемому $[Q_ф]$, то герметичность достигается при самоуплотнении и при предварительном поджатии с силой $P_{сп}$ входного седла по шаровой пробке. Уплотнение обеспечивается $P_{сп}$ и p_y. Система обеспечения герметичности является двусторонней с ограничением по рабочему давлению среды.

Таблица 2.3.3

Способы уплотнения	Схема работы затвора при минимальном рабочем давлении среды	Условия
Одностороннее		$p_y \pm \Delta p_y$ ↓ $Q \pm [Q_ф]$ $q_I = 0,\ q_{III} \geq q_г$
Двустороннее с ограничением по минимальному рабочему давлению среды		$p_y \pm \Delta p_y$ ↓ $Q \leq [Q_ф]$ $q_I < q_{III},\ q_{III} \geq q_г$
Двустороннее		$p_y + \Delta p_y$ ↓ $Q \leq [Q_ф]$ $q_I \cong q_{III} \geq q_г$

Для случая, когда изменение давления среды не эквивалентно $[Q_ф]$ и не имеет ограничений, герметичность обеспечивается при предварительном поджатии входного и выходного седел по шаровой пробке без самоуплотнения, т.е. уплотнение обеспечивается только силой $P_{сп}$. Система обеспечения герметичности является двусторонней. Система двустороннего уплотнения должна обладать наибольшим запасом по q_I. Он необходим для предотвращения разгерметизации входного седла при самоуплотнении

шаровой пробки по выходному седлу под действием p_y. Увеличение q_i обусловливает ухудшение экономических показателей (за счет повышения мощности привода), снижение показателей надежности изделия (за счет интенсификации износа).

Двусторонние уплотнения с ограничением по $p_{нм}$ в широком диапазоне отклонений p_y обеспечивают герметизацию при оптимальных значениях соподчиненных показателей технологичности, экономичности, надежности. Данную систему затвора используют в большинстве конструкций шаровых кранов.

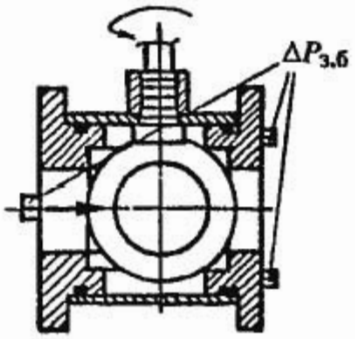
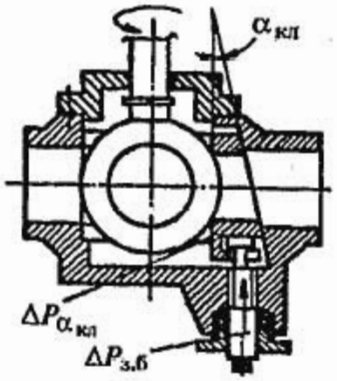
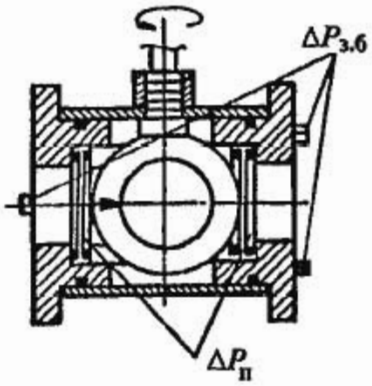
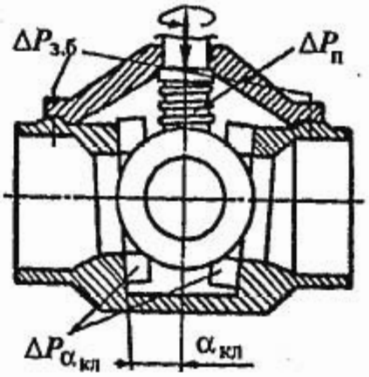
Конструктивные варианты исполнения арматуры с ограничением по минимальному рабочему давлению подразделяют на варианты с $P_{сп}$, соосным усилию затяжки $P_{зат}$ и с $P_{сп}$, ортогональным $P_{зат}$. Для каждого варианта существуют исполнения с жесткой и упругой системой предварительного поджатия (табл. 2.3.4). Классификация исполнений проведена на основе оценки эксплуатационной технологичности конструкций по системам поджатия.

Для исполнения шаровых кранов с $P_{сп}$, соосной $P_{зат}$, которая обеспечивается затяжкой болтов, на фактическое значение q_i оказывает влияние заедание болтов в резьбовых отверстиях магистральных фланцев. Поэтому при установлении $P_{зат}$ учитывается $P_{з.б}$.

В конструкциях, где $P_{сп}$ обеспечивается упругой системой – пружинами в комбинации с болтами, отклонение $\Delta P_{сп}$ увеличивается на составляющую $\Delta P_п$ от погрешности пружины. Системы с упругим силовым поджатием применяют для шаровых кранов с $D_y \leq 100$ мм. При предельном сочетании отклонений $\Delta P_п \approx 0{,}3P_п$. Погрешности размеров пружины и резьбовых соединений в системах упругого силового поджатия снижают силу $P_{сп}$ до 55 %.

Разгерметизация уплотнения шаровых кранов с упругой системой предварительного силового поджатия возможна и при резонансе. При этом шаровая пробка "отрывается" от седла. Раскрытие стыка в уплотнении будет происходить при выравнивании частоты собственных колебаний системы и частоты периодической возмущающей силы. Ею является изменение давления среды в трубопроводе. Для устранения вынужденных колебаний одно из седел с пружиной используется в качестве динамического поглотителя.

Таблица 2.3.4

Тип исполнения	$P_{сп}$ соосно $P_{зат}$	$P_{сп}$ ортогонально $P_{зат}$
Жесткая система силового поджатия	 $\Delta P_{сп} = \Delta P_{з.б}$	 $\Delta P_{сп} = \Delta P_{з.б} + \Delta P_{\alpha_{кл}}$
Упругая система силового поджатия	 $\Delta P_{сп} = \Delta P_{з.б} + \Delta P_{п}$	 $\Delta P_{сп} = \Delta P_{з.б} + \Delta P_{\alpha_{кл}} + \Delta P_{п}$

При условии, что данная система предназначена для обеспечения герметичности в затворе при различных значениях давления среды, а жесткость и масса используемого поглотителя соответствуют одному значению возмущающей силы, разгерметизация уплотнения не исключается.

Сила предварительного поджатия в системах, где она ортогональна $P_{зат}$, обеспечивается при использовании клиновых устройств жесткого или упругого типа. При жесткой затяжке в устройстве действуют: сила затяжки клина, сила трения и нормальная реакция клиновой поверхности.

При упругой системе предварительного силового поджатия седла шаровых кранов располагают под углом $\alpha_{кл}$ по отношению к оси поворота шаровой пробки и для передачи усилия используют пружины. Для данных систем отклонение $P_{сп}$ включает, наряду с $\Delta P_{з.б_г}$ и $\Delta P_{п}$, угловую составляющую $\Delta P_{\alpha_{кл}}$.

Системы предварительного поджатия, основанные на клиновом эффекте, позволяют за счет дополнительной затяжки при эксплуатации шаровых кранов обеспечивать заданную герметичность в затворе, но ввиду сложности и необходимости дополнительной герметизации деталей клинового приспособления они не нашли широкого применения. В системах, где $P_{сп}$ соосно с $P_{зат}$, дополнительная затяжка при эксплуатации не обеспечивается конструкцией шаровых кранов.

Базовая модель работоспособности установки по арматуре, служащая уточнению комплексов функциональных и соподчиненных параметров затворов и деталей, разработана для условий, что герметичность затвора во времени определяется параметрами, являющимися случайными величинами, подчиняющимися нормальному распределению или распределениям, которые могут быть аппроксимированы нормальным. Отказ затвора по герметичности (утечке) рассматриваем как постепенный, связанный с коррозионно-механическим изнашиванием герметизаторов, и принимаем, что случайная функция распределения утечки во времени $Q(t)$ в среднем возрастает по линейному закону. Признаком отказа затвора служит переход регламентированным по $P(t)$ нормальным квантилем U_P распределения утечки среды за границу нормы функциональной герметичности затвора, т.е. $Q(t)_{max} > [Q_ф]$ (рис. 2.3.3).

Базовая математическая модель работоспособности установки по характеристикам утечки среды через затвор арматуры имеет вид

$$\left.\begin{aligned} &Q(t)_{max} = M(Q(t)) + U_P \sigma_{Q(t)}; \\ &Q(t)_{max} \le [Q_ф]; \\ &U_P \le f[P(t)]; \\ &t \ge [T_{ср}], \end{aligned}\right\} \qquad (2.3.1)$$

$$M(Q(t) = M(Q)_{t=0} + M(v_Q)t; \qquad (2.3.2)$$

$$\sigma_{Q(t)} = \sqrt{\sigma^2_{Q_{t=0}} + (\sigma_{v_Q} t)^2}, \qquad (2.3.3)$$

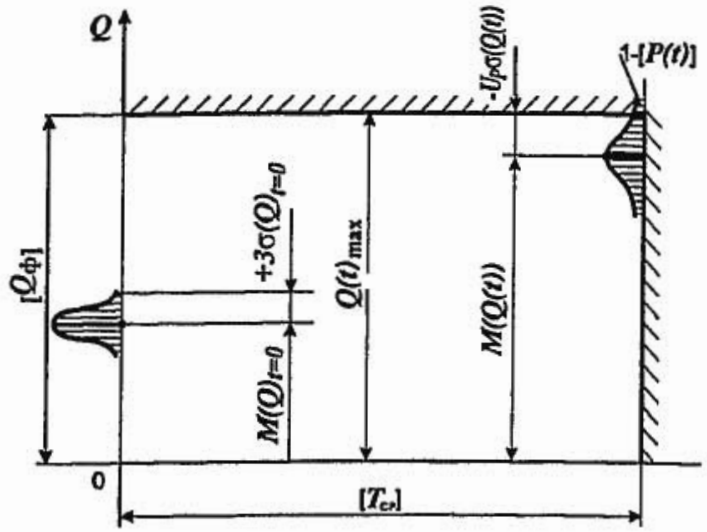


Рис. 2.3.3. Графическая интерпретация области нормального функционирования арматуры по характеристикам утечки среды через затвор

где $[Q_\Phi]$, $[P(t)]$, $[T_{ср}]$ – соответственно нормы функциональной герметичности, вероятности безотказной работы и ресурса затвора, устанавливаемые по показателям работоспособности и экономичности установки в целом, ее элементов и собственно арматуры; U_P – квантиль нормального распределения, табулированный и выбираемый по норме $[P(t)]$; $M(Q)_{t=0}$, $\sigma_{Q_{t=0}}$ – соответственно математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение исходной утечки среды через затвор (время эксплуатации $t = 0$); $M(v_Q)$, σ_{v_Q} – соответственно математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение скорости изменения утечки среды во времени ($t > 0$).

При контактировании герметизаторов в затворе арматуры имеет место межконтактное пространство, являющееся следствием шероховатости, волнистости и отклонений формы поверхностей герметизаторов, а также вследствие отклонений взаимного расположения осей и привалочных поверхностей контактирующих герметизаторов затворов.

Указанные отклонения являются результатом технологических погрешностей, возникающих при формообразовании поверхностей герметизаторов и при сборке арматуры, а также конструкторско-эксплуатационных погрешностей, возникающих при деформациях и коррозионно-механическом изнашивании герметизаторов и других деталей арматуры. При этом технологические погрешности и конструкторско-эксплуатационные (деформационные) определяют размеры межконтактного пространства нового

или восстановленного изделия, а конструкторско-эксплуатационные в целом – исходную утечку среды и ее изменение во времени.

Утечка среды, как результат проникновения жидкости или газа через межконтактное пространство в затворе, является гидродинамическим процессом, который может быть представлен как

$$Q(t_i) - Q(t=0) = \frac{dQ(t)}{dt} t_i .$$

В основу математического описания расходов среды положены дифференциальные уравнения гидравлики для движения жидкости в потоке, граничным условием которых является равенство нулю вектора скорости жидкости на стенках твердого тела, ограничивающего поток и определяющего геометрические параметры межконтактного пространства.

Выявление геометрических параметров межконтактного пространства вытекает из рассмотрения его в виде щелевых, капиллярных, фильтрационных или обобщенных моделей. Учитывая, что они являются моделями неполной аналогии, для их использования необходимо проводить оценку эксплуатационной ситуации. При этом преимущество имеют модели построенные на описании процесса движения потока жидкости в аналитической постановке, так как правильнее характеризуют процесс утечки даже при наличии недостаточно точных в количественном отношении геометрических параметров модели межконтактного пространства. Параметры или коэффициенты модели имеют явный физический смысл и позволяют управлять объектом по герметичности затвора. Однако при этом требуется экспериментальная оценка адекватности модели реальным объектам – затворам арматуры целевого назначения.

Учитывая, что вязкостное течение через межконтактное пространство в затворе является практически основным как для капельных жидкостей, так и для газовых сред, уравнение объемного расхода имеет вид

$$Q = (p^x \mu^y B^z t^m \gamma^n) \frac{r_g}{b_g},$$

где показатели степени при давлении p, динамической вязкости μ, удельной газовой постоянной B, температуре t и удельном весе γ среды определяются видом среды, проникающей через пространство, характеризуемое гидравлическим радиусом r_g и длиной b_g.

Выражение не охватывает всех модификаций моделей межконтактного пространства, поэтому следует классифицировать принятые в герметологии выражения для описания гидравлического радиуса.

Обычно его описывают в виде текущей высоты $h_к$ (при щелевой модели), текущего радиуса $r_к$ (при капиллярной модели) или коэффициента фильтрации $K_к$ (при фильтрационной модели).

Контакт герметизаторов дискретен, поэтому определяют фактическую и контурную площадь контакта. При этом игнорирование при их оценке собственных деформаций деталей арматуры, а также низкочастотных составляющих спектра неровностей (отклонений взаимного расположения, формы) герметизаторов приводит к ужесточению требований к волнистости и шероховатости контактирующих поверхностей без гарантии обеспечения и поддержания герметичности в затворе арматуры.

С данных позиций при выборе модели межконтактного пространства в затворе следует учитывать:

– эксплуатационную ситуацию по давлению, температуре, агрессивности среды, режиму работы затвора, в целом определяющую исполнение затвора по материалу и конструкции;

– собственную жесткость деталей арматуры и прежде всего деталей затвора и их герметизаторов;

– контактную жесткость привалочных поверхностей герметизаторов затворов.

Для арматуры целевого назначения, исходя из типизации эксплуатационных ситуаций, анализа собственной и контактной жесткости деталей и герметизаторов, в качестве базовой гидродинамической функции принята щелевая модель межконтактного пространства вида (рис. 2.3.4). При этом утечка определяется по формуле

$$Q = K_{гд} \frac{\pi d_к h_к^3}{l_к},$$

где $h_к$, $d_к$, $l_к$ – соответственно высота, средний диаметр и ширина межконтактного про-

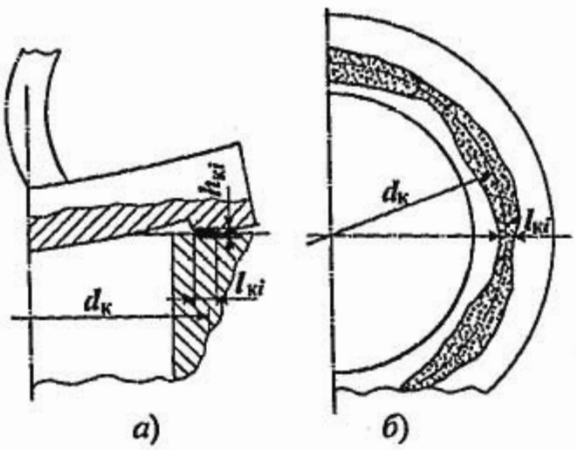


Рис. 2.3.4. Базовая модификация модели утечки среды через затвор клапанной арматуры с учетом собственной (*а*) и контактной (*б*) жесткости герметизаторов

странства в затворе; $K_{гд}$ – комплекс эксплуатационных и физико-химических параметров среды.

Следуя исходным положениям, комплекс $K_{гд}$ рассматривается как случайная составляющая гидродинамической функции, не изменяющаяся во времени. Случайные составляющие $h_к$, $d_к$ и $l_к$ межконтактного пространства изменяются во времени и определяют приращение утечки среды через затвор при эксплуатации арматуры в системе установки.

В этой связи, исследование стохастической модели герметизации затворов клапанной арматуры проведено:

а) для обобщенной эксплуатационной ситуации при времени эксплуатации $t_э = 0$;

б) для предельных по режиму работы затворов эксплуатационных ситуаций.

Для обобщенной эксплуатационной ситуации подлежат анализу геометрические параметры межконтактного пространства в затворе $h_к$, $d_к$ и $l_к$.

Текущее значение высоты $h_к$ межконтактного пространства определяется технологической (исходной) высотой $h_т$, зависящей от точности обработки и сборки герметизаторов и других деталей арматуры, и ее уменьшением $\Delta h_к$ в результате сближения герметизаторов под действием силы герметизации.

Дискретное значение среднего диаметра $d_к$ межконтактного пространства зависит от собственных деформаций герметизаторов и отклонений взаимного расположения их осей и поверхностей.

Дискретное значение ширины $l_к$ межконтактного пространства зависит от контурной площади контакта и ее изменения при учете полного спектра неровностей герметизаторов.

Для предельных эксплуатационных ситуаций по приращениям $\Delta h_к$, $\Delta d_к$ и $\Delta l_к$ выделение составляющих связано с оценкой режима работы затвора при учете агрессивности среды.

Режим работы затворов арматуры установок можно характеризовать типовыми соотношениями составляющих времени единичного цикла и их количеством. Подлежащие расчету составляющие геометрических параметров межконтактного пространства в затворе арматуры целевого назначения представлены в табл. 2.3.5.

Геометрические параметры исходного межконтактного пространства в затворе, имеющего место при первом нагружении затвора силой герметизации, зависят как от исходной точности герметизаторов, так и от жесткости затвора арматуры.

Таблица 2.3.5

Утечка	Составляющие геометрических параметров межконтактного пространства в затворе
Исходная ($t_{эк} = 0$)	$d_к$ – дискретное значение среднего диаметра межконтактного пространства; $l_к$ – дискретное значение ширины межконтактного пространства; $h_к$ – дискретное значение высоты межконтактного пространства
Приращение* ($t_{эк} > 0$)	$\Delta d_{мп}$ – приращение $d_к$ в результате макроприработки герметизаторов; $\Delta l_{мп}$ – приращение $l_к$ в результате макроприработки герметизаторов; $\Delta h_{мп}$ – приращение $h_к$ в результате макроприработки герметизаторов; $\Delta h_{г.а}$ – приращение $h_к$ в результате абразивного изнашивания в агрессивной или нейтральной среде; $\Delta h_{ф.к}$ – приращение $h_к$ в результате фреттинг-коррозии герметизаторов

* Подробнее см. гл. 3.

Исходная точность герметизаторов определяется технологическими погрешностями формообразования герметизаторов и сборки затворов. Жесткость затвора характеризуется собственной жесткостью герметизаторов и контактной, определяемой деформациями в зонах сопряжения герметизирующих поверхностей.

В качестве исходного для определения $d_к$ на примере стыкового затвора (рис. 2.3.5) используем выражение вида

$$d_к = D_{вн} + 2L_{к.э},$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр герметизатора–определителя номинального контакта в затворе; $L_{к.э}$ – конструкторско-эксплуатационная составляющая $d_к$, обусловленная собственными деформациями и отклонениями взаимного расположения деталей затвора.

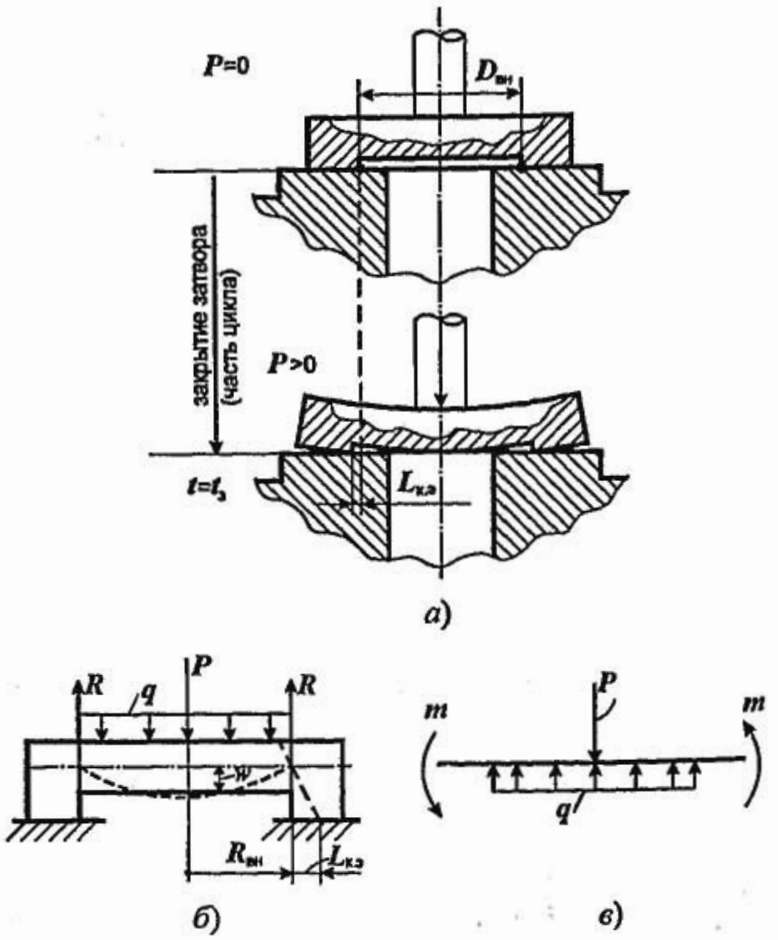


Рис. 2.3.5. Схемы определения приращения $L_{кэ}$ среднего диаметра $d_к$ межконтактного пространства в стыковом затворе:
а – конструктивная; *б* – расчетная при подаче среды на тарелку; *в* – расчетная при подаче среды под тарелку

Первое слагаемое в выражении для $d_к$ определяется условиями эксплуатации (диаметром условного прохода) и исполнением затвора, т.е. материалом и конструкцией герметизаторов (через конструктивную ширину). Второе слагаемое характеризует увеличение первого в результате преобладающей собственной деформации тарелки затвора при закрытии последнего и нагружении силой P и давлением среды.

При расчете в качестве базового исполнения принят клапан с металлическим затвором стыкового типа (рис. 2.3.5, *а*).

Опорная реакция R для клапана со стыковым затвором определяется из уравнения равновесия. Для расчета трения и момента силы трения используются известные выражения.

Таким образом, считаем, что тарелка нагружена сосредоточенной силой герметизации P, распределенным давлением среды q и моментами m.

Расчетная схема для варианта подачи среды на тарелку приведена на рис. 2.3.5, *б*. Рассмотрим в первом приближении данную конструкцию как шарнирно закрепленную пластину, форма которой характеризуется прогибом w при действии всех видов нагрузок.

Для варианта подачи среды под тарелку (рис. 2.3.5, *в*) наиболее характерно, что при $P = 0$ смещение от давления среды меняет знак на обратный. Однако и при данной схеме запирания затвора критерий обеспечения контактного давления герметизации $q_г$ определяет $L_{кэ}$ и обусловливает не плоский, а линейный контакт герметизаторов в затворе клапанной арматуры.

Вследствие собственных деформаций и отклонений взаимного расположения осей герметизаторов, ширина $l_к$ (а, следовательно, и высота $h_к$) межконтактного пространства в затворе должна рассчитываться для случаев, когда первоначальный контакт осуществляется по линии и когда вначале контакт осуществляется в точке. Первый случай характерен для компенсированного отклонения взаимного расположения осей герметизаторов в затворе (для стыкового затвора при угловом смещении осей $\gamma = 0$), а второй – при его наличии ($\gamma > 0$).

Для расчета $h_к$ и $l_к$ в герметологии широко используются выражения теорий контактных деформаций упругих тел и контактирования волнисто-шероховатых поверхностей.

Согласно теории контактных деформаций упругих тел, полагая контактирующие тела гладкими и однородными, имеют место только упругие деформации, а сила P нормальна к поверхности касания (рис. 2.3.6, *а*) и позволяет оценить ширину $l_к$ и сближение герметизаторов a при $\gamma > 0$ по формулам Герца.

Теория контактирования волнисто-шероховатых поверхностей, базируясь на положениях теории контактных деформаций упругих тел, учитывает, что при контактировании герметизаторов под влиянием $P > 0$ первыми вступают в контакт те пары выступов, для которых сумма высот выступа первого и противолежащего ему выступа второго герметизатора будет наибольшей. По мере увеличения нагрузки в контакт будут вступать все новые пары противостоящих выступов, обладающие все меньшей суммой высот. Вступившие в контакт выступы деформируются упруго, а затем пластически (упругопластически, поскольку основа, на которой расположен пластически деформируемый выступ, будет упруго проседать). Вследствие волнистости герметизаторов на значительной

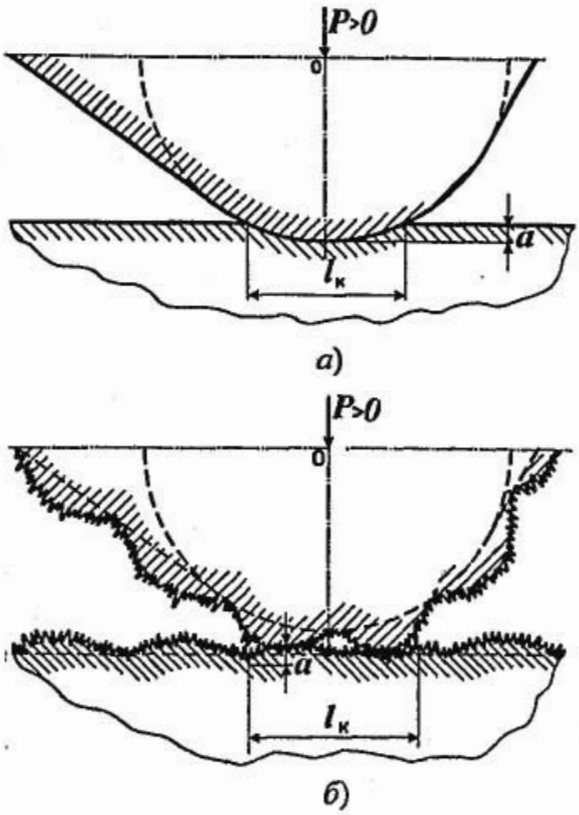


Рис. 2.3.6. Схема к расчету ширины $l_к$ межконтактного пространства в ножевом затворе для гладких (*а*) и волнисто-шероховатых (*б*) герметизаторов

номинальной площади микронеровности сопрягаемых герметизаторов не касаются друг друга. В результате волнистости пятна контакта группируются на вершинах волн. С возрастанием P происходит упругая деформация волн, на которых расположены микронеровности. Упругая деформация волн ведет к увеличению контурной площади и вследствие этого к увеличению числа выступов, воспринимающих нагрузку P (рис. 2.3.6, *б*).

Таким образом, исходя из теории контактирования волнисто-шероховатых поверхностей и оценки собственной жесткости герметизаторов, ширину $l_к$ межконтактного пространства в затворе следует рассчитывать как

$$l_к = \frac{A_c}{\pi d_к},$$

где контурная площадь A_c при малых параметрах шероховатости и волнах, рассматриваемых как гладкие, определяется по формулам Герца теории контактирования упругих тел, а при больших параметрах шероховатости A_c рассчитывается с учетом взаимного влияния микронеровностей, расположенных на вершинах волн, по зависимостям Н.Б. Демкина теории контактирования волнисто-шероховатых поверхностей.

Вместе с тем отклонения формы и расположения контактирующих поверхностей герметизаторов приводят к тому, что контурные пятна контакта возникают прежде всего в местах, соответствующих минимальному отклонению, а затем при увеличении нагрузки возникают новые пятна в местах, имеющих большее значение отклонения (рис. 2.3.7). При этом отклонения формы тарелки $Ф_т$ и седла $Ф_с$, расположения $\Delta\gamma$ поверхностей определяют распределение волн по высоте. Искомая ширина $l_к$, а следовательно, и контурная площадь A_c должны определяться с учетом отклонений формы и расположения герметизаторов.

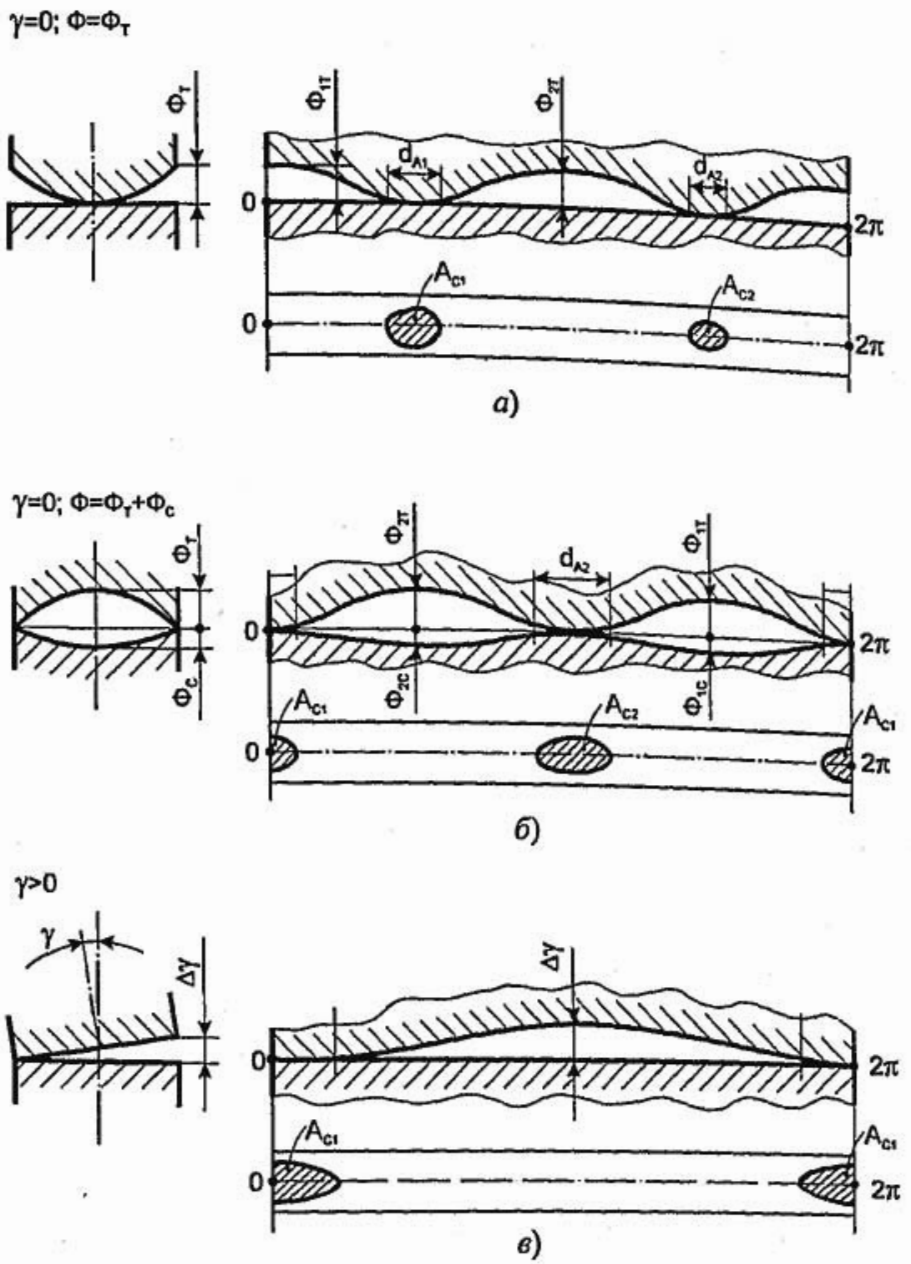


Рис. 2.3.7. Схемы к уточненному расчету $l_к$ по контурной площади контакта с учетом отклонений формы (*а*) и (*б*) и расположения (*в*) герметизаторов стыкового затвора

В основу уточненного расчета ширины $l_к$ межконтактного пространства положены:

– характеристика видов контакта герметизаторов и их насыщенности с учетом отклонений формы и расположения;

– определение контурной площади контакта с учетом насыщенности контакта герметизаторов;

– уточнение контурного давления к оценке контурного давления.

Характеристика видов контакта герметизаторов предусматривает, что в зонах фактического контакта микронеровностей герметизаторов преобладают упругопластические деформации.

Упругий контакт при первом нагружении затвора возможен при контурном давлении $p_c < 10$ МПа для притертых герметизаторов из металлов с $Ra < 0{,}16$ мкм и высоким модулем упругости. Для металлополимерных и полимерных герметизаторов упругий контакт возможен при больших значениях отношения p_c к их твердости по Бринеллю и при больших значениях параметров шероховатости. При этом для ненасыщенного упругого контакта характерно, что число контактирующих микронеровностей меньше числа неровностей на контурной площади контакта. Пластический контакт характерен при $p_c > 10$ МПа для металлических герметизаторов, обработанных с $Ra > 0{,}32$ мкм. Для оценки насыщенности контакта определены верхнее и нижнее ограничения отношения p_c / НВ.

Из изложенного следует, что при наличии отклонений формы или расположения контурная площадь при росте сближения увеличивается в основном за счет возрастания общего числа пятен контакта вследствие вхождения новых микронеровностей в контакт. Вместе с тем по ограничениям теории контактирования волнисто-шероховатых поверхностей сближение увеличивается и за счет увеличения единичных пятен контакта, т.е. рост A_c будет незначительным. Отсюда следует, что при насыщенном контакте A_c возрастает пропорционально сближению a в первой степени, а при ненасыщенном контакте (полагая, что в общем случае распределение микронеровностей по высоте соответствует закону, близкому к нормальному) – пропорционально квадрату значения сближения a.

Зависимости для расчета ширины $l_к$ межконтактного пространства в затворе с учетом отклонений формы Ф, расположения $\Delta\gamma$ и насыщенности контакта следующие:

– для ненасыщенного контакта

$$l_к = 0{,}25\frac{\pi D_{ср} b_т R_{max}^2}{\Phi d_к} a^2; \qquad l_к = \frac{D_{ср} b_т R_{max}^2}{\Delta\gamma d_к} a^2;$$

– для насыщенного контакта

$$l_к = 0{,}25\frac{\pi D_{ср} b_т}{\Phi d_к} a; \quad l_к = \frac{D_{ср} b_т}{\Delta\gamma d_к} a,$$

где $D_{ср}$, $b_т$ – соответственно номинальные значения среднего диаметра и ширины герметизатора.

Таким образом, при прочих равных условиях, ширина $l_к$ межконтактного пространства в затворе определяется контактной жесткостью привалочных поверхностей герметизаторов (через конструктивные и геометрические параметры, включая параметры точности), а также собственной жесткостью герметизаторов (через параметр $d_к$).

Выбор соответствующих выражений для определения $l_к$ связан с оценкой по контактному давлению p_c вида и насыщенности контакта.

В теории контактирования волнисто-шероховатых поверхностей p_c рассчитывают в общем виде как функцию высоты волн, их приведенного радиуса и упругости материала. Силовым параметром при определении p_c является номинальное давление, значение которого в герметологии приравнивают к контактному давлению герметизации $q_г$.

В общем виде средняя высота $h_к$ межконтактного пространства в затворе определяется как

$$h_к = h_т - a,$$

где $h_т$ – технологическая высота межконтактного пространства при $P = 0$; a – конструкторско-эксплуатационная составляющая уменьшения технологической высоты $h_т$ за счет сближения герметизаторов.

Технологическая высота в целом характеризуется точностью обработки и сборки герметизаторов.

В теории контактирования волнисто-шероховатых поверхностей a определяется как сумма составляющих сближения от их шероховатости a_R и волнистости a_W, а если волны рассматриваются как гладкие, то $a = a_R$.

Приведенные формулы используются при расчете прочноплотных соединений, но они правомочны когда $h_т$ и a оценивают без учета отклонений формы и расположения герметизаторов.

Случайные функции погрешностей обработки и сборки герметизаторов рассматриваем как несовместные. Это обусловлено тем, что обработка герметизаторов ведется раздельно (взаимная притирка их уплотнительных поверхностей при изготовлении исключается), а замыкающие звенья размерных цепей, определяющие отклонение расположения, некоррелированны.

В целом анализ зависимостей для расчета $h_к$ показывает, что они основываются на свойстве суперпозиции реакции системы, в качестве которой рассматриваются контактирующие поверхности, на сумму входных сигналов (отклонений), в результате чего реакция не зависит от порядка отклонений и равна сумме реакций на каждый отдельно взятый входной сигнал. Это свойство суперпозиции дает возможность упростить расчет динамической системы контактирования герметизаторов в затворе.

Рассмотрим стыковой затвор, для которого, как уже показано выше, определяющим с точки зрения герметичности (а значит, и $h_т$) является отклонение взаимного расположения в виде углового смещения осей герметизатора $\Delta\gamma$.

Функцию погрешностей в спектральной теории неровностей и других геометрических параметров обычно представляют в виде ряда Фурье с конечным числом членов.

По угловой координате контур герметизаторов любой арматуры в тангенциальном направлении удовлетворяет условию замкнутости, период равен 2π.

Рассматривая ограниченный тригонометрический ряд Фурье как математическую модель расчета $h_к$ межконтактного пространства в затворе и систему ω, характеризуемую совокупностью составляющих, разбиваем его на С групп: $\omega_l(1, 2, \ldots, C)$.

Погрешность текущего радиуса-вектора принято разделять на пять групп: отклонения размера, расположения и формы, а также волнистость и шероховатость. Тогда, переходя к анализу $h_т$ стыкового затвора, следует рассматривать совокупности состояний системы ω (рис. 2.3.8), для которых:

а) $\omega = \omega_l$, $\gamma = 0$ – частный случай формирования контакта (наиболее характерен для затворов с полимерными и металлополимерными герметизаторами), когда один из герметизаторов рассматривается как гладкий, а отклонение расположения компенсировано (рис. 2.3.8, *а*);

б) $\omega = \omega_{т.с}$, $\gamma = 0$ – формирование контакта, наиболее характерное для затворов с металлическими герметизаторами при компенсированном отклонении расположения (рис. 2.3.8, *б*);

в) $\omega = \omega_{сис}$, $\gamma > 0$ – общий случай формирования контакта герметизаторов затворов при некомпенсированном отклонении расположения $\Delta\gamma$ (рис. 2.3.8, *в*).

Таким образом, искомая высота $h_к$ в затворе зависит от отклонений геометрических параметров. При этом высота выступает как функция контактной и собственной жесткости герметизаторов, а также остальных ($d_к$ и $l_к$) параметров межконтактного пространства.

Последовательность расчета параметров такова: $d_к \rightarrow l_к \rightarrow h_к$.

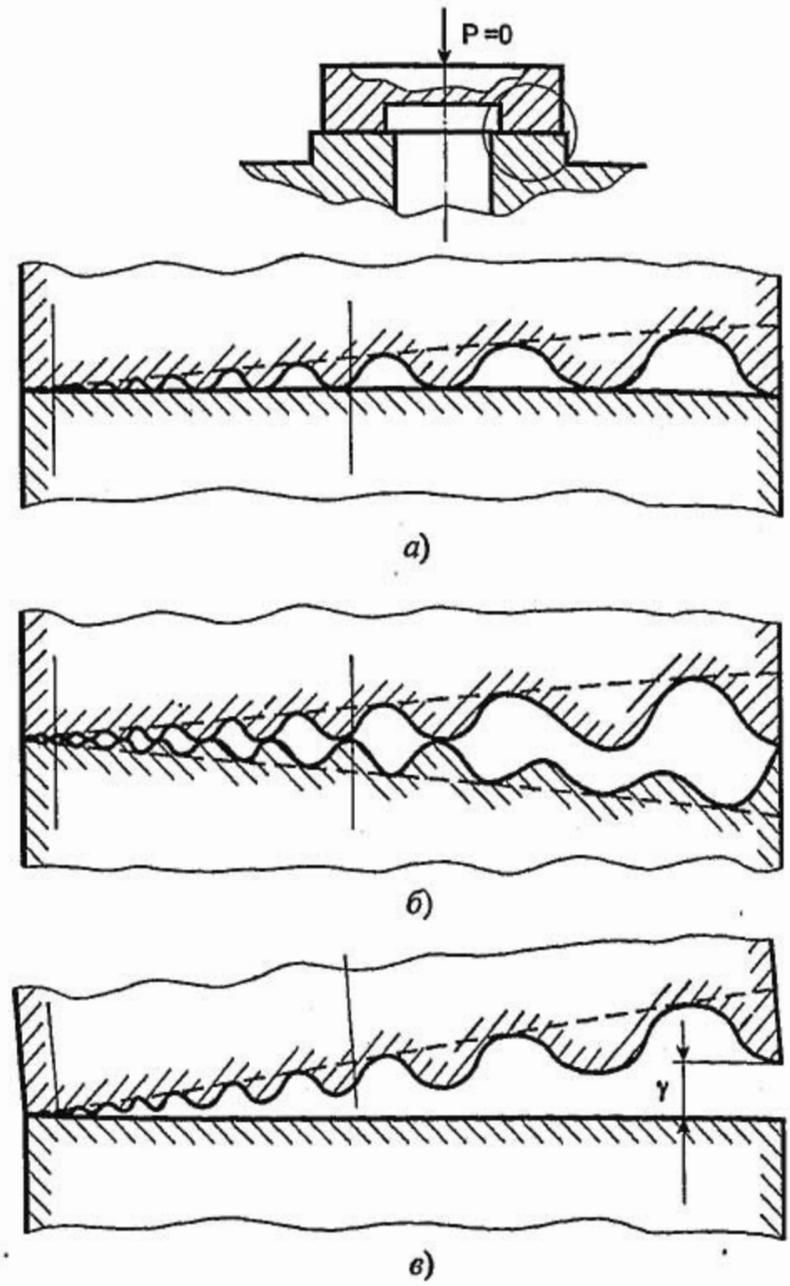


Рис. 2.3.8. Схемы к расчету $h_к$ межконтактного пространства в стыковом затворе

2.3.2. Конструктивные параметры и допуски на металлические герметизаторы стыковых затворов арматуры

Рассмотрим конструкции клапанной запорной и предохранительной арматуры с герметизаторами из коррозионно-стойкой стали.

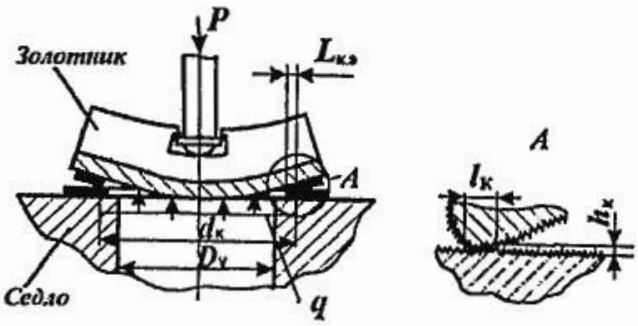


Рис. 2.3.9. Расчетная схема стыкового затвора клапана

Выбор конструктивных параметров металлических герметизаторов стыковых затворов. Геометрические параметры межконтактного пространства для номинально поверхностных затворов существенно зависят от упругих перемещений тарелки (золотника) и седла запорного клапана относительно друг друга.

Нагружение затвора (рис. 2.3.9) характеризуется двумя составляющими: сосредоточенной силой P (от предварительного поджатия золотника к седлу) и распределенной нагрузкой q (от давления рабочей среды под золотник). При этом золотник упруго деформируется, и, как следствие, в номинально поверхностном затворе имеет место линейный контакт вместо плоского.

Геометрический параметр $d_к$ исходного межконтактного пространства в затворе определяется $D_у$ и составляющей $L_{кэ}$ (см. рис. 2.3.9).

При оценке составляющей $L_{кэ}$ рассматриваем золотник затвора как шарнирно опертую пластину, форма которой характеризуется прогибом под действием P и q.

Вследствие собственных деформаций, а также отклонений взаимного расположения осей герметизаторов, ширина $l_к$ и высота $h_к$ исходного межконтактного пространства в затворе должны рассчитываться для случаев, когда первоначальный контакт осуществляется по линии и в точке. Вместе с тем, отклонения формы и расположения осей герметизаторов оказывают первостепенное влияние на формирование контурных пятен контакта. Отклонение формы определяет распределение волн по высоте, а отклонения расположения – распределение соответственно макронеровностей по высоте.

Расчет $d_к$, $l_к$ и $h_к$ межконтактного пространства (см. п. 2.3.1) требует конкретизации эксплуатационной ситуации. Экспериментальная оценка адекватности модели межконтактного пространства в стыковом затворе проведена на промышленных образцах клапанов с $D_у \le 100$ мм на $p_у \le 1{,}0$ МПа. Испытательная среда – воздух.

Графические зависимости изменения утечки Q от параметров $d_к$, $l_к$ и $h_к$ исходного межконтактного пространства представлены на рис. 2.3.10. Расчет утечки проводен по формуле вида

$$Q = K_{гд}\frac{\pi d_к h_к^3}{l_к},$$

где $K_{гд}$ – комплекс гидродинамических параметров среды:

$$K_{гд} = \frac{p_у^2}{24\eta B t \gamma},$$

γ – удельный вес воздуха; η – динамическая вязкость воздуха; B – удельная газовая постоянная воздуха.

Одним из основных требований, по данным Б.Е. Ситникова и И.Б. Матвеева, предъявляемых к предохранительным клапанам, являются герметичность, а также малая разница давлений в начале и при полном открытии клапанов. Это требование в большей степени относится к предохранительным и в меньшей степени к переливным клапанам. Однако ввиду возможной обратимости режима работы клапана в различных схемах все напорные клапаны должны проверяться на герметичность. В рассматриваемом случае под герметичностью понимают степень уплотнения запорного органа клапанов первого и второго каскадов в закрытом положении. Это относится и к однокаскадным клапанам. Особое значение герметичность предохранительного клапана приобретает в случае применения его в системах с малыми расходами, соизмеримыми с утечками в запорном органе клапана.

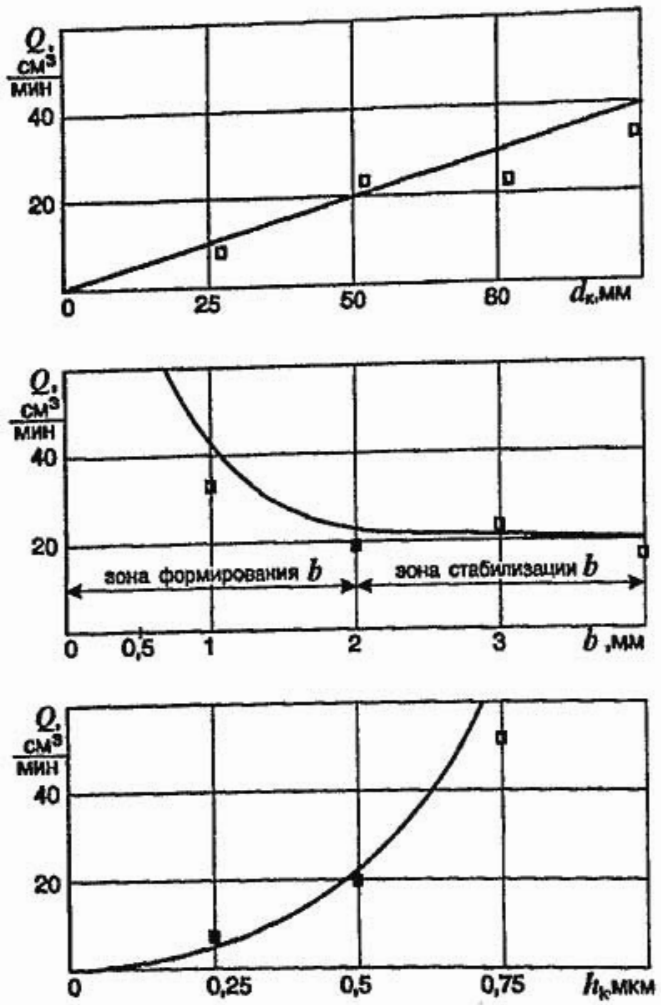


Рис. 2.3.10. Графики оценки адекватности выбора параметров герметизаторов стыковых затворов запорных клапанов: $p_у = 0{,}6$ МПа; $D_у$ 50 мм; $l_к = 2{,}0$ мм; $h_к = 0{,}5$ мкм

Не менее важным требованием, предъявляемым к клапанам, является малая разница давления в начале ($p_н$) и в конце открытия. При большой разнице этих давлений жидкость начинает сливаться через клапан

задолго до достижения настроечного давления. Это приводит к запаздыванию в срабатывании механизмов, расстройке цикла и ухудшению работы систем. В связи с этим рекомендуется давление настройки таких клапанов устанавливать на 0,5 … 0,7 МПа выше требуемого (если позволяют условия эксплуатации).

В двухкаскадных клапанах непрямого действия значительная разница давлений начала и конца открытия может достигать (0,3 … 0,5) $p_н$ за счет утечек Q через клапан первого каскада, из-за которых образуется небольшой перепад давления, страгивающий раньше времени клапан второго каскада, а также за счет недостаточного центрирования пружины или неудовлетворительной ее упругой характеристики.

В клапанах прямого действия малая разница давлений начала и конца открытия может быть достигнута за счет организации обратного потока жидкости и применения подвижного седла с упором (на клапан в момент открытия действует сила, прижимающая его к седлу).

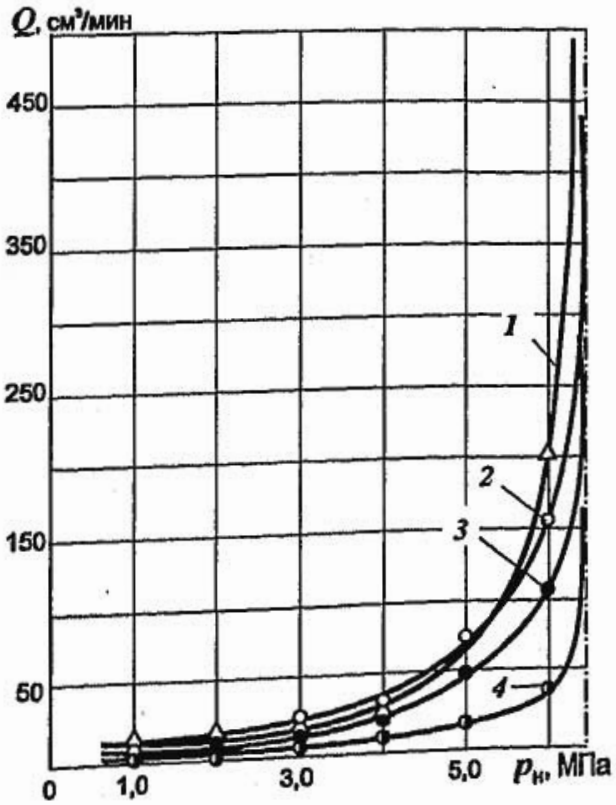


Рис. 2.3.11. График зависимости утечек в клапане второго каскада от давления настройки:
1 – 1КР-20; *2* – Г52-13; *3* – с индикаторным стержнем; *4* – с автоматическим дросселем

Герметичность двухкаскадных и однокаскадных клапанов достигается за счет изготовления клапана с посадкой его в корпус с гарантированным зазором 0,01 … 0,03 мм и перекрытием 2 … 4 мм. Эта вынужденная мера приводит к ухудшению характеристик подобных клапанов.

Однако даже при таком методе уплотнения запорного органа утечки в нем допускаются не более 200 см³/мин. Поэтому в отношении герметичности предпочтение следует отдавать клапанам с коническим запорным органом.

На основании экспериментальных измерений утечек построен график их зависимости от давления настройки (рис. 2.3.11). Как показали эксперименты, утечки для

Таблица 2.3.6

<table>
<tr><th rowspan="3">D_y, мм</th><th colspan="3">Ra, мкм</th><th colspan="3">Wz, мкм</th></tr>
<tr><th colspan="3">для класса герметичности</th><th colspan="3">для класса герметичности</th></tr>
<tr><th>A, B</th><th>C</th><th>D</th><th>A, B</th><th>C</th><th>D</th></tr>
<tr><td>3
6
10
15</td><td rowspan="2">0,160</td><td rowspan="2">0,40</td><td rowspan="2">0,83</td><td rowspan="5">2</td><td rowspan="3">3</td><td rowspan="2">5</td></tr>
<tr><td>20</td><td>6</td></tr>
<tr><td>25
32</td><td rowspan="3">0,2</td><td rowspan="5">0,5</td><td rowspan="4">0,8</td><td>4</td><td>7</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="2">0,32</td><td rowspan="2">1</td><td>11</td></tr>
<tr><td>125
150</td><td rowspan="3">0,63</td><td rowspan="4">6</td><td rowspan="2">12</td></tr>
<tr><td>200</td><td rowspan="4">1,25</td><td>8</td></tr>
<tr><td>250</td><td rowspan="3">0,4</td><td>9</td><td>14</td></tr>
<tr><td>300</td><td rowspan="2">11</td><td rowspan="2">15</td></tr>
<tr><td>350
400</td><td rowspan="2">0,8</td><td rowspan="2">7</td></tr>
<tr><td>500</td><td rowspan="3">1,6</td><td rowspan="3">8</td><td rowspan="3">12</td><td>17</td></tr>
<tr><td>600</td><td>21</td></tr>
<tr><td>800</td><td rowspan="3">0,5</td><td rowspan="3">1,00</td><td rowspan="2">10</td><td rowspan="2">14</td><td>22</td></tr>
<tr><td>1000</td><td rowspan="2">25</td></tr>
<tr><td>1200</td><td rowspan="3">1,25</td><td rowspan="2">2</td><td>12</td><td>18</td><td>27</td></tr>
<tr><td>1400</td><td rowspan="3">0,63</td><td rowspan="3">13</td><td rowspan="4">21</td><td>30</td></tr>
<tr><td>1660</td><td rowspan="2">2,5</td><td>14</td><td>33</td></tr>
<tr><td>2000</td><td>16</td><td>24</td><td>35
38</td></tr>
</table>

клапанов типа Г52-13 и 1КР-20 при максимальном давлении 6,0 МПа составляют соответственно 155 и 200 $см^3$/мин, а перепад давления от открытого слива до полного закрытия составляет для обоих клапанов 0,4 МПа, что соответствует техническим условиям заводов-изготовителей. У клапанов с автоматическим дросселем и с индикаторным стержнем утечки составляют соответственно 40 и 50 $см^3$/мин, что можно объяснить высокой волнистостью и шероховатостью уплотнений. Перепад давления от полного открытия до полного закрытия для этих клапанов колеблется от 0,4 до 0,6 МПа.

Допуски на параметры точности. Допуски на параметры шероховатости по *Ra* и волнистости *Wz* из условий их равенства для обоих металлических герметизаторов во взаимосвязи с классами герметичности общепромышленной запорной арматуры приведены в табл. 2.3.6.

2.3.3. Конструктивные параметры и допуски на полимерные герметизаторы стыковых затворов арматуры

Выбор конструктивных параметров фторопластовых герметизаторов стыковых затворов. Были проведены исследования затворов с герметизаторами, изготовленными из фторопласта-4 и фторопласта Ф4Г10.

Фторопласт-4 применяется в шаровых кранах, а также фторопласт-4 и фторопласт Ф4Г10 служат прокладочным материалом при монтаже фланцевой арматуры в промышленных трубопроводах.

Фторопласт Ф4Г10 содержит в качестве наполнителя 10 % искусственного графита в виде порошка с частицами размером до 100 мкм, за счет чего он имеет повышенную прочность при работе на сжатие и увеличенную термостойкость по сравнению с фторопластом-4. Исследовали герметизаторы с соответственно наружными и внутренними диаметрами: 70 и 50; 77 и 50 и 90 и 50 мм (D_y 50 мм) при их ширине соответственно 10; 13,5 и 20 мм. Толщина герметизаторов 1 ... 4 мм. Давление рабочей среды изменяли в диапазоне 0,5 ... 7,0 МПа.

Допуски на параметры точности. Уплотнительные поверхности герметизаторов из фторопласта-4 и фторопласта Ф4Г10 имеют параметр шероховатости Ra = 0,6 ... 1,9 мкм. Измерения производили профилометром. Погрешность формы образцов уплотнений не превышала 8 мкм и контролировалась специальным прибором.

Оценивали давление герметизации $q_г$ при температурах –50 и +90 °С (рис. 2.3.12, 2.3.13) и изменение исходной шероховатости уплотнительных поверхностей герметизаторов (табл. 2.3.7).

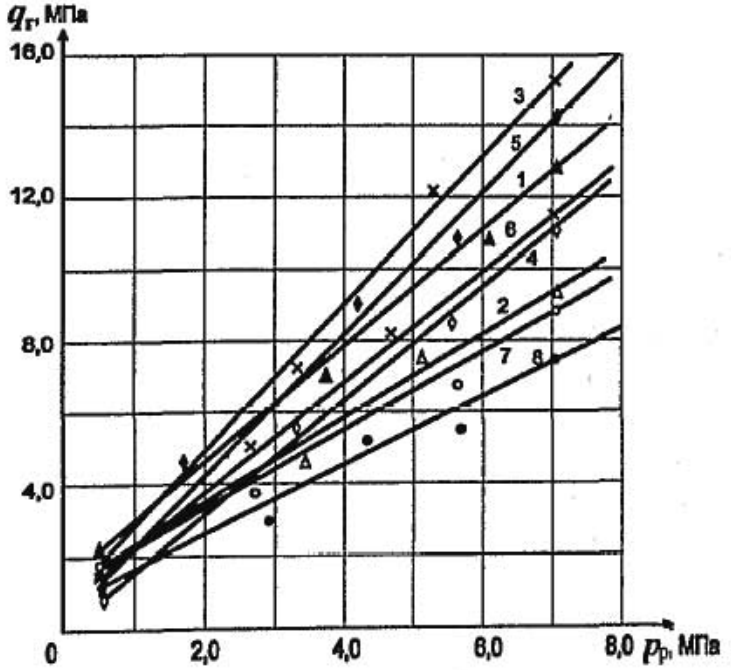


Рис. 2.3.12. Зависимость $q_г$ от $p_{ср}$ для прокладок из фторопласта-4 при различных температурах:
1, 2 – образцы 70 × 50 × 1 мм соответственно при –50 и +90 °С;
3, 4 – образцы 70 × 50 × 3 мм соответственно при –50 и +90 °С;
5, 6 – образцы 90 × 50 × 1 мм соответственно при –50 и +90 °С;
7, 8 – образцы 90 × 50 × 3 мм соответственно при –50 и +90 °С

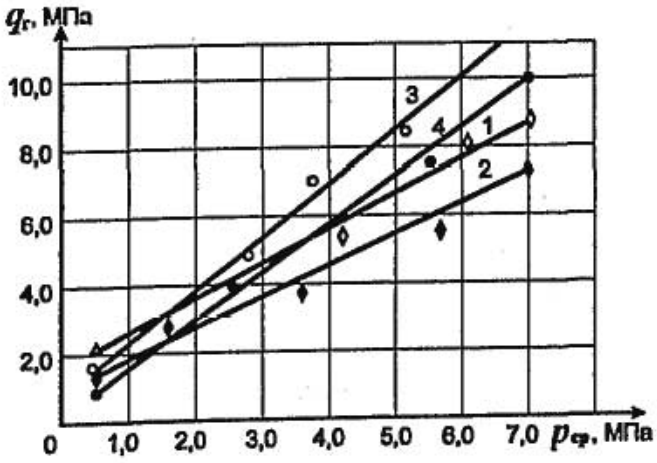


Рис. 2.3.13. Зависимость $q_г$ от $p_{ср}$ для прокладок из фторопласта Ф4Г10 при различных температурах:
1, 2 – образцы 70 × 50 × 1 мм соответственно при –50 и +90 °С;
3, 4 – образцы 70 × 50 × 3 мм соответственно при –50 и +90 °С

Таблица 2.3.7

Толщина прокладок h, мм	Размер прокладок, $D \times d$, мм	Ra, мкм			
		фторопласта-4		фторопласта Ф4Г10	
		исходная	после испытаний	исходная	после испытаний
1	70 × 50	0,6 … 0,8	0,7 … 1,0	1,8 … 1,75	1,8 … 2,2
	90 × 50	0,8 … 1,1	0,5 … 1,2	1,7 … 1,9	1,75 … 2,5
3	70 × 50	0,9 … 1,2	1,0 … 1,3	1,7 … 1,9	2,0 … 2,5
	90 × 50	1,0 … 1,3	0,8 … 1,4	1,65 … 1,8	2,5 … 2,8

2.3.4. Конструктивные параметры и допуски на металлические герметизаторы сферических затворов арматуры

Для сферических затворов геометрические параметры межконтактного пространства зависят, наряду с собственной и контактной жесткостью герметизаторов, от отклонений размерных параметров сопряжения (радиуса сферы для сферических затворов).

Выбор конструктивных параметров. Отклонения радиусов герметизаторов золотника $R_т$ и седла $R_с$ сферического затвора (рис. 2.3.14) приводят к тому, что в номинально поверхностном затворе имеет место линейный контакт. Эта конструктивная особенность сферических затворов может быть использована для гашения упругих деформаций золотника под действием P и q.

Зазор s между герметизаторами золотника и седла клапана характеризуется двумя составляющими: исходным зазором, компенсирующим собственную жесткость золотника, и отклонением исходного зазора Δs, учитывающим отклонения размерных параметров сопряжения.

В рассматриваемой схеме исходный зазор s является функцией независимых переменных:

$$s = f(R_т; R_с; R_{вн}; R_н),$$

где $R_{вн}$, $R_н$ – соответственно внутренний и наружный радиусы образующих герметизатора седла.

С целью установления допуска Ts на Δs сферических затворов проведено экспериментальное исследование клапанов с $D_у \le 150$ мм на $p_у \le 1{,}0$ МПа (рис. 2.3.15).

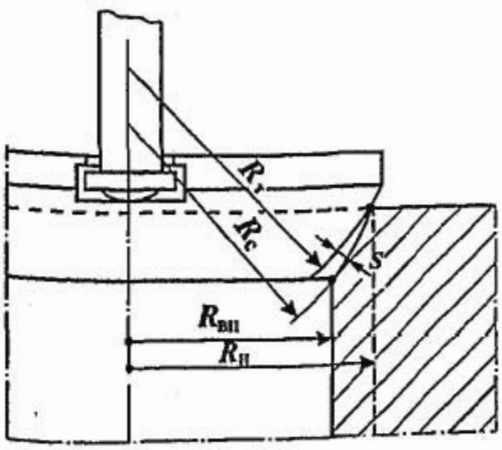


Рис. 2.3.14. Схема сферического затвора запорного клапана

Допуски на параметры точности деталей затворов шаровых кранов с металлическими седлами общепромышленного назначения приведены в табл. 2.3.8. Для уплотнительных поверхностей пробки и седел рекомендуется $Ra \le 0{,}32$ мкм; волнистость Wz (см. табл. 2.3.6) для кранов до $D_у$ 65 мм по ряду для класса C, для $D_у$ 80 … 150 мм – по ряду для класса D; по отклонению формы (некруглости) до $D_у$ 80 мм – по пятой степени точности, а для $D_у$ 100 … 150 мм – по шестой степени (см. раздел 4.3).

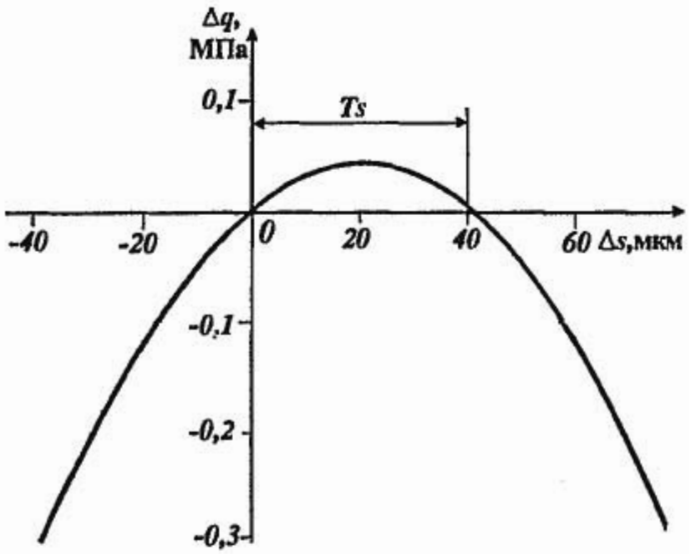


Рис. 2.3.15. Зависимость отклонений Δq давления герметизации $q_т$ от Δs для сферического затвора $D_у$ 100 мм и $p_у$ = 1,0 МПа

Таблица 2.3.8

Класс герметичности изделия	Допуск			
	$TD_ш$	$TD_с$	$Td_{вн}$	$Td_н$
A, B, C, D	IT7	IT7	IT13	IT13

Обозначения: $D_ш$, $D_с$ – соответственно диаметр шаровой пробки и сферы седла; $d_{вн}$, $d_н$ – соответственно внутренний и наружный диаметры седла.

2.3.5. Конструктивные параметры и допуски на полимерные герметизаторы сфероконических затворов арматуры

Сфероконический затвор с полимерным герметизатором представляет собой сопряжение, образуемое сферическим поясом металлического герметизатора тарелки (или пробки) с радиусом $R_т$ и коническим поясом полимерного герметизатора седла с углом уклона $\alpha_с$ (рис. 2.3.16).

Выбор конструктивных параметров. При силовом замыкании герметизаторов имеет место контакт, характеризуемый неравномерностью контактного давления как по ширине (вследствие геометрии соединения), так и по периметру полимерного герметизатора (вследствие отклонений параметров материала и точности герметизаторов соединения).

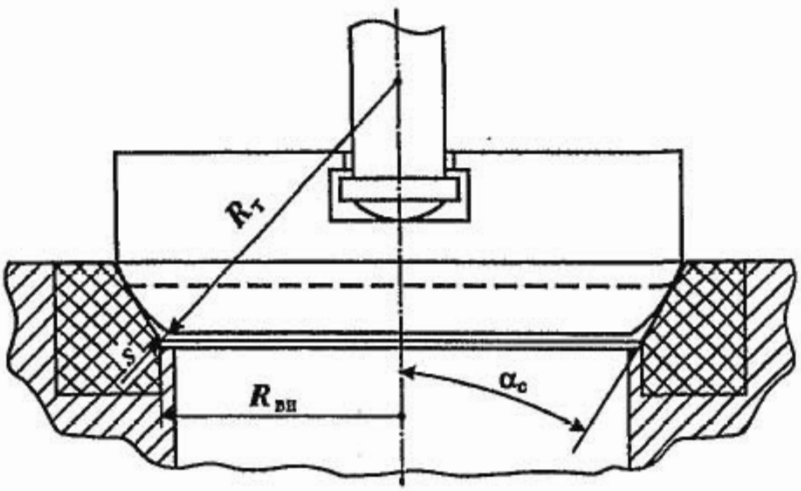


Рис. 2.3.16. Схема сфероконического затвора запорного клапана

Установлено, что наименьшая утечка среды через затвор достигается при минимальном перепаде контактных давлений на границах полимерного герметизатора:

$$\Delta q = \left| q_{d_н} - q_{d_{вн}} \right|,$$

где $q_{d_н}$, $q_{d_{вн}}$ – соответственно контактное давление по наружному $d_н$ и внутреннему $d_{вн}$ диаметрам полимерного герметизатора.

При этом, наименьшее значение Δq зависит от принятого значения исходного зазора s и его отклонения Δs.

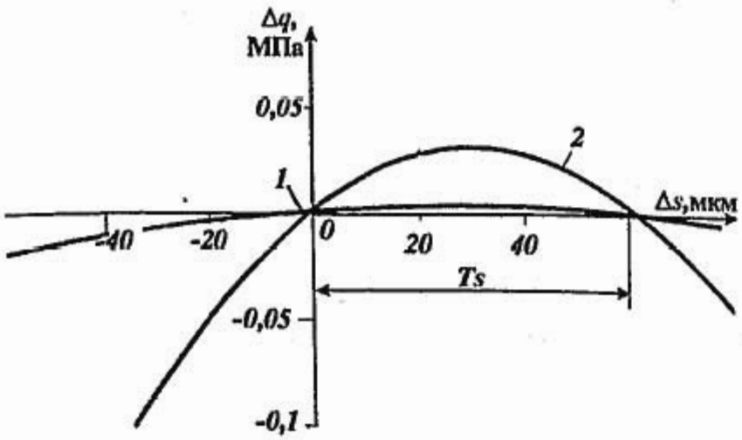


Рис. 2.3.17. Зависимость отклонения Δq давления герметизации от Δs сфероконического затвора D_y 100 мм: *1* – p_y = 0,1 МПа; *2* – p_y = 1,0 МПа

Установление оптимального значения Δs служит посылкой нормирования номинальных значений и допусков размерных параметров герметизаторов сфероконических затворов. На рис. 2.3.17 приведены зависимости $\Delta s = f(\Delta q)$ для сфероконических затворов с полимерным герметизатором из фторопласта-4 клапанов D_y 100 мм на p_y 0,1 и 1,0 МПа. Из

графических зависимостей следует, что допуск сопряжения равен 60 мкм, а расположение полей допусков должно быть асимметричным.

Отклонения взаимного расположения осей герметизаторов и формы их поверхностей, а также волнистость и шероховатость контактирующих поверхностей определяют неравномерность контактного давления по периметру затвора. Распределение контактного давления при анализе принято за критерий оценки параметров исходного межконтактного пространства: $d_к$, $l_к$, $h_к$.

Поскольку рекомендуемые параметры шероховатости полимерных герметизаторов в 5–10 раз больше, поверхность металлического герметизатора тарелки при расчете $h_к$ рассматривают как гладкую.

Исходное выражение для определения сближения учитывает среднее контактное давление в затворе. Однако из-за отклонений размеров, расположения и формы герметизаторов оно по периметру затвора характеризуется перепадами. При их оценке рассмотрим вариант наиболее неблагоприятного суммирования векторных ошибок расположения и формы. В общем виде изменение контактного давления q_i по периметру затвора описываем тригонометрическим полиномом

$$q_i = K_0/2 + K_1\cos\varphi + K_2\cos 2\varphi,$$

где $K_0/2$ – собственно среднее значение контактного давления q_i в затворе, зависящее от погрешностей размеров герметизаторов и выраженное через ΔS; $K_1\cos\varphi$, $K_2\cos 2\varphi$ – соответственно перепад контактного давления, зависящий от погрешности взаимного расположения осей и погрешности формы герметизаторов.

Диаметр $d_к$ межконтактного пространства принимаем равным среднему диаметру сфероконического сопряжения, а ширину $l_к$ – равной конструктивной ширине сопряжения.

Допуски на параметры точности деталей затворов шаровых кранов с D_y до 150 мм во взаимосвязи с обеспечением классов герметичности по ГОСТ 9544-93 по диаметру шаровой пробки $TD_ш$ и углу уклона седла α_c для общепромышленной запорной арматуры приведены в табл. 2.3.9. Для металлических уплотнений параметр $Ra \le 0{,}63$ мкм, для полимерных – $Ra \le 3{,}2$ мкм.

Таблица 2.3.9

Класс герметичности изделия	Допуск			
	$TD_ш$	AT_α, степень точности	$Td_{вн}$	$Td_н$
A, B	IT7	7	IT12	IT12
C, D	IT7	8	IT13	IT13

2.3.6. Конструктивные параметры и допуски на полимерные герметизаторы ножевых затворов арматуры

Выбор конструктивных параметров. Ножевые затворы с полимерными герметизаторами (рис. 2.3.18) при расчете геометрических параметров исходного межконтактного пространства требуют учета особенностей сближения герметизаторов.

Деформация основы полимера в нормальном и тангенциальном направлениях к поверхности контакта значительно превышает величину сближения, характерную для сфероконических сопряжений, требуется учет внедрения металлического ножа в полимер, которое определяет ширину межконтактного пространства $l_к$. Деформация основы полимера в тангенциальном направлении приводит к интенсификации сближения герметизирующих поверхностей. При определении составляющей высоты $h_к$ по сближению следует учитывать закон распределения нормальных и тангенциальных напряжений по ширине зоны герметизации в направлении градиента давления. Сближение происходит главным образом в условиях насыщенного контакта (для жестких полимеров в ряде случаев имеет место пластический контакт с упрочнением). Ввиду значительных (по отношению к модулю упругости полимера) давлений герметизации влиянием отклонений формы и волнистости можно пренебречь. При этом характер контакта микронеровностей преимущественно упругий.

Расчет диаметра $d_к$ исходного межконтактного пространства основывается на учете деформации основы полимера в тангенциальном направлении.

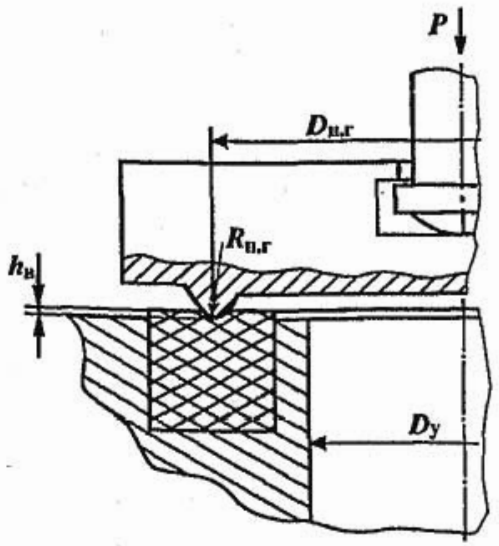


Рис. 2.3.18. Расчетная схема ножевого запорного клапана

Определение $l_к$ связано с оценкой глубины внедрения $h_в$ металлического ножа радиусом $R_{н.г}$ в полимерный герметизатор. Для ориентировочных расчетов математического ожидания $h_в$ можно использовать выражение Э.Ф. Шургальского вида

$$h_в = k \cdot 10^{-3} \cdot (17 - 0{,}2D_{н.г})(10\sigma_{min})^n,$$

где $k = 4{,}9\{1 - [R_{н.г}/(R_{н.г} + 0{,}3)]^{0{,}5}\}$;
$n = 1{,}1R_{н.г} + 2{,}8$; σ_{min} – минимальное, усредненное по ширине зоны контакта, напряжение герметизации:

$$\sigma_{min} = 2(p_у + 30).$$

Таблица 2.3.10

p_y, МПа	σ_{min}, МПа	Глубина внедрения $h_в$, мкм, при	
		$D_{н.г}$ = 6 мм	$D_{н.г}$ = 12 мм
0,25	61,0	6,5	6,0
1,0	64,0	7,6	6,96
2,5	70,0	9,7	9,0
6,4	85,6	17, 6	16,8
10,0	100,0	29,0	26,8

Глубина внедрения для ножевых затворов с герметизатором из фторопласта-4 (нож имеет угол при вершине 60°, $r_т$ = 0,2 мм), рассчитанная по рекомендуемой формуле, приведена в табл. 2.3.10.

Расчет $h_к$ исходного межконтактного пространства в затворе может быть проведен по методике, изложенной в работе [8].

Выбор параметров заделки герметизатора и динамических параметров. Контактные давления и распределенные нагрузки герметизации в большинстве случаев являются основными динамическими параметрами, определяющими герметичность, массогабаритные и эксплуатационные показатели герметизации соединений.

Контактное давление герметизации, как динамический параметр, используется при характеристике номинально поверхностных герметизирующих устройств, а распределенная нагрузка герметизации q_l – для номинально линейных устройств.

Данные динамические параметры рассматриваются как минимальное давление или распределенная нагрузка, необходимая для герметизации.

Основные вопросы распределения q_l следует связывать с формированием в зоне контакта герметизаторов пористого тела, обеспечивающего фильтрационный режим течения среды. Исследованиями герметизирующих соединений типа "металл–металл" показано, что образование пористого тела с развитой системой микроканалов в уплотняемом стыке связано с отклонениями расположения и формы, параметрами волнистости и физико-механическими характеристиками герметизирующих поверхностей. На компенсацию данных отклонений и направлена минимальная распределенная нагрузка герметизации.

Одновременно компенсируемый уровень отклонений часто принимают за допуск. Тесная взаимосвязь динамического параметра q_l с отклонениями взаимного расположения, формы и волнистости контактирую-

щих герметизаторов указывает на важность его учета при оптимизации геометрических и структурных параметров герметизирующих соединений.

Систематизированы графики, формулы, таблицы для оценки распределенной нагрузки герметизации клапанной арматуры с затвором "металл–металл", "металл–полимер". Данные наиболее многочисленны для металлических герметизирующих соединений. Для металлополимерных герметизирующих соединений данных значительно меньше. Для полимеров значения q_1 связаны с маркой материала, но существенно отличаются: для фторопласта-4 при p_y = 2,5 МПа в 2,5 раза от 4 до 10 Н/мм, а при p_y = 20 МПа от 30 до 59 Н/мм.

С целью уточнения рекомендаций были исследованы клапаны D_y 32 мм на p_y = 0,4; 0,63; 1,0; 1,6 МПа с запрессованными в тарелку герметизаторами из фторопласта-4.

Для металлополимерных клапанов утечка через затвор определяется утечкой через стык металлического ножевого герметизатора $Q_{ст}$, утечкой через заделку фторопластового герметизатора в гнезде тарелки $Q_з$, утечкой непосредственно через полимер $Q_п$. Последней составляющей по условиям эксперимента можно пренебречь. Для разграничения составляющих утечки $Q_{ст}$ и $Q_з$ сначала определяли утечку через стык, используя "глухой" фторопластовый герметизатор. Затем в перемычке "глухого" герметизатора сверлили отверстие и измеряли суммарную утечку через затвор (рис. 2.3.19). Разность между результатами второго и первого измерений при прочих равных условиях давала утечку через заделку.

Данные по результатам изменения утечки через стык, заделку и затвор в целом от распределенной нагрузки герметизации для четырех уровней давления среды представлены на рис. 2.3.20.

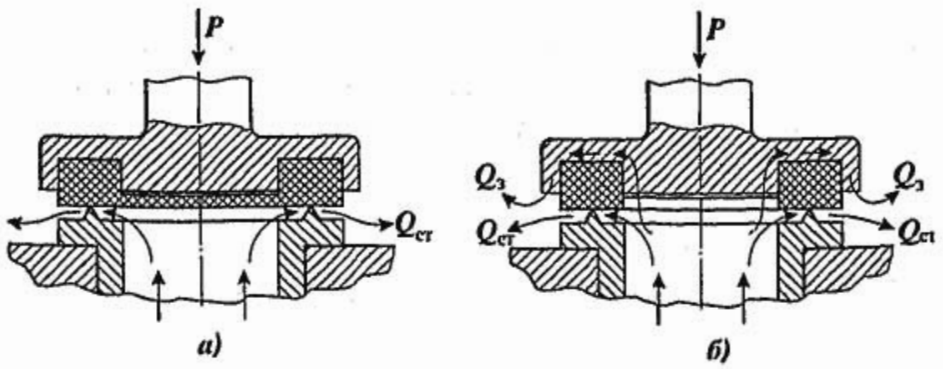


Рис. 2.3.19. Схема измерения утечки полимерного герметизатора через стык (*а*) и затвор в целом (*б*)

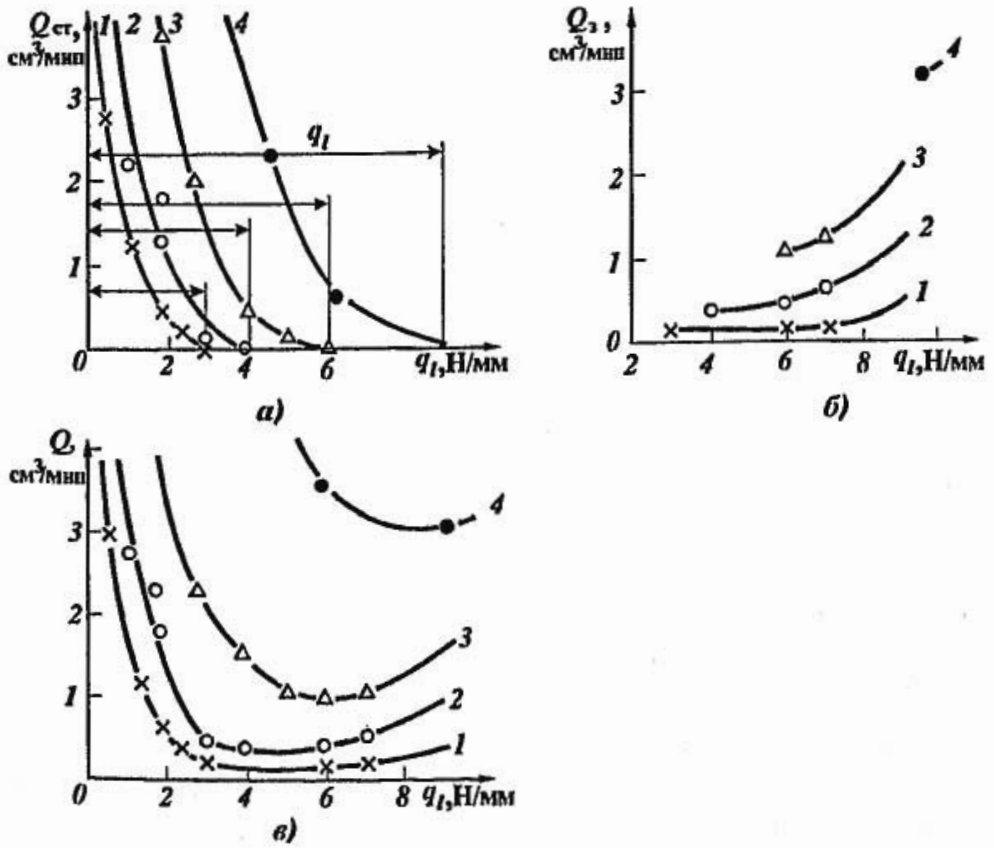


Рис. 2.3.20. Зависимости утечки от распределенной нагрузки герметизации:
а – по стыку; *б* – через заделку; *в* – через затвор в целом;
1 – $p_y = 0{,}4$; *2* – $p_y = 0{,}63$; *3* – $p_y = 1{,}0$; *4* – $p_y = 1{,}6$ МПа

Допуски на параметры. Графики $Q_{ст} = f_1(q_l)$ (см. рис. 2.3.20, *а*) с достаточно высокой степенью точности позволяют рекомендовать значения q_l. При q_l больше $[q_l]$ утечка оставалась неизменной и не превышала чувствительности дифманометра ±0,0138 см³/мин. График $Q_з = f_2(q_l)$ требует рассмотрения механизма герметизации, ибо вместо ожидаемого падения утечки с ростом q_l или стабилизации ее значений для всех опытов наблюдалось увеличение утечки. Графическая интерпретация изменения утечки через затвор $Q = f(q_l)$ показывает, что существует конкретное (а не просто минимальное) распределенное давление герметизации для металлополимерных герметизирующих соединений.

По результатам исследований для клапанной арматуры малых давлений с герметизатором из фторопласта-4 можно рекомендовать выражение вида

$$q_l = 2{,}5 + 5{,}42(p_y - 0{,}4).$$

Таблица 2.3.11

Марка полимера	K	Марка полимера	K
Фторопласты:		Пентапласт	2,0
Ф-4, Ф-4М, Ф-42	1,0	Полиамиды:	
Ф-40	1,5	поликапролактам	1,8
Ф-3М	1,6	П680	2,3
Ф-3, Ф-30	2,0	капролон	4,3
Ф-2	2,5	Поликарбонат	4,5

Для перехода от фторопласта-4 к полимерам других марок в первом приближении можно рекомендовать следующие коэффициенты превышения K (табл. 2.3.11).

Значения коэффициентов предложены по результатам исследований контактных давлений герметизации при температуре 20 °С для клапанных уплотнений, одинаковых по конструктивному и технологическому исполнению.

2.3.7. Конструктивные параметры и допуски на металлические герметизаторы клиновых затворов арматуры

С целью установления функциональных допусков [26] была сделана попытка определить влияние технологических и конструкторско-эксплуатационных погрешностей затвора клиновых задвижек на герметичность, связав их в единое аналитическое выражение.

Выбор конструктивных параметров. В основу вывода зависимости влияния факторов точности на утечку положено известное выражение Пуазейля для определения расхода жидкости, протекающей через плоскую щель неизменного сечения при ламинарном режиме течения. Отдельные параметры формулы Пуазейля уточнены в зависимости от параметров точности. Геометрические размеры условного зазора должны соответствовать характеру обеспечения герметичности затвора клиновых задвижек. Используя ряды Фурье, с учетом фактического распределения давления герметизации по периметру уплотнения определена длина l_i условного зазора через координаты развертки окружности.

Высота условного зазора представлена текущим значением, которое получено на основании зависимостей Н.Б. Демкина, но с учетом фактического распределения давления герметизации по периметру уплотнения затвора:

$$h_i = h_э + a_1 \cos\varphi + a_2 \cos 2\varphi,$$

где $h_э$ – эквивалентная высота зазора, определяемая с учетом параметров шероховатости и волнистости уплотнений; $a_1\cos\varphi$, $a_2\cos 2\varphi$ – соответственно изменение высоты зазора по длине l_i, вследствие отклонений расположения и формы уплотнений.

При расчетах длины и текущей высоты условного зазора распределение давления герметизации по ширине уплотнения принято равномерным.

При наличии симметрии функции распределения давления герметизации по периметру уплотнения выражение для расчета утечки Q:

$$Q = 2\frac{C}{b_т}\left[\int_0^{\varphi_1}(h_э + a_1\cos\varphi + a_2\cos 2\varphi)^3\,d\varphi + \int_{\varphi_2}^{\pi}(h_э + a_1\cos\varphi + a_2\cos 2\varphi)^3\,d\varphi\right],$$

где C – комплекс параметров среды; $b_т$ – конструктивная ширина уплотнения; φ_1 и φ_2 – фазовые углы, характеризующие координаты длины l_i условного зазора.

Были проведены экспериментальные исследования по определению влияния параметров точности на герметичность затвора клиновых задвижек.

На рис. 2.3.21 показано влияние отклонений формы уплотнительных поверхностей (при фиксированной шероховатости) на утечку. В результате проведенных экспериментов было определено предельное отклонение формы уплотнительных поверхностей и уточнены значения давления герметизации для принятых условий экспериментов. На основании экспертных данных проведен расчет утечек в зависимости от угловых отклонений в двух сечениях. Расчетные и экспериментальные данные приведены на рис. 2.3.22 и 2.3.23, где линиями показаны расчетные значения утечек.

Допуски на параметры точности. Экспериментальные исследования и расчетные данные позволяют установить допуски на погрешность угловых параметров клинового соединения (Тα, $Т\alpha_б$) и отклонения формы ТФ уплотнительных поверхностей, которые гарантируют требуемую герметичность по ГОСТ 9544-93.

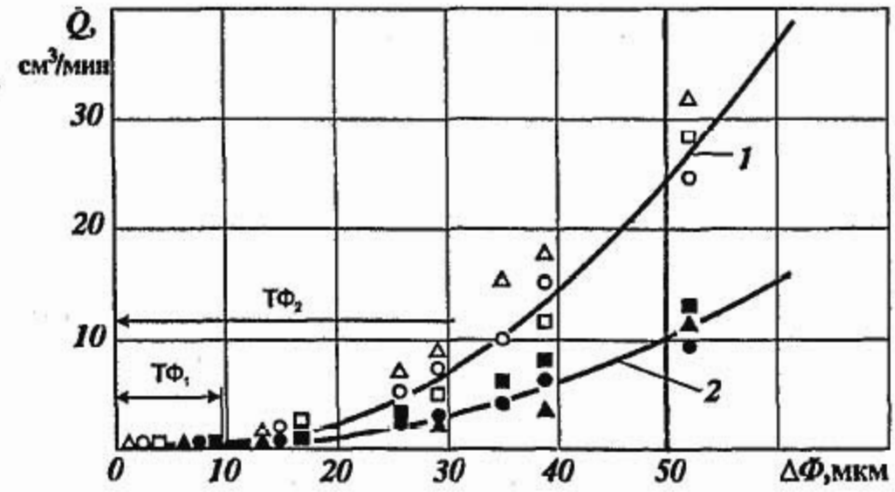


Рис. 2.3.21. Влияние погрешности формы уплотнительной поверхности на утечку через клиновой затвор:
1 – $p_{ср}$ = 6,4 МПа; *2* – $p_{ср}$ = 9,0 МПа;
○ – $M_{кр}$ = 200 Н · м; Δ – $M_{кр}$ = 340 Н · м; □ – $M_{кр}$ = 400 Н · м

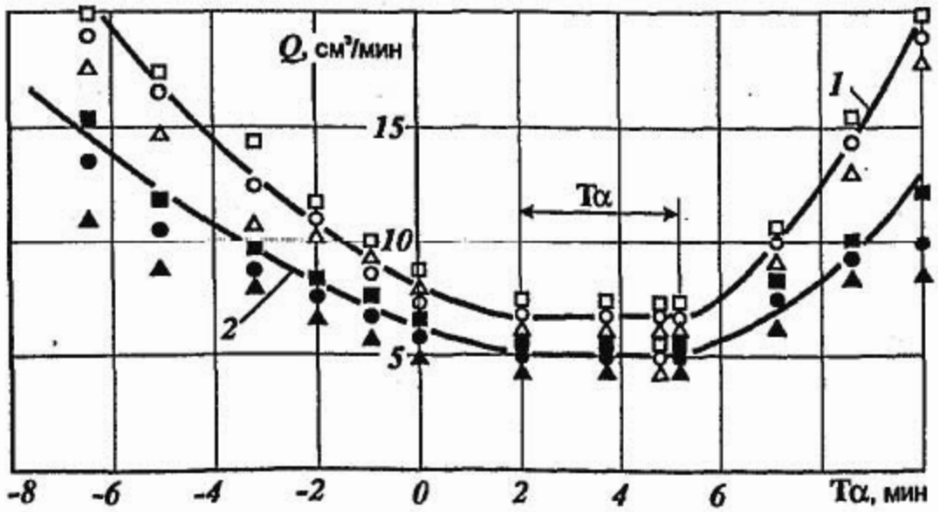


Рис. 2.3.22. Влияние погрешности угла продольного сечения на утечку через клиновой затвор:
1 – $p_{ср}$ = 6,4 МПа; *2* – $p_{ср}$ = 9,0 МПа;
○ – $M_{кр}$ = 200 Н · м; Δ – $M_{кр}$ = 340 Н · м; □ – $M_{кр}$ = 400 Н · м

На угловые параметры клинового соединения рекомендован один ряд допусков в пределах погрешностей, оказывающих минимальное влияние на герметичность (см. рис. 2.3.22 и 2.3.23).

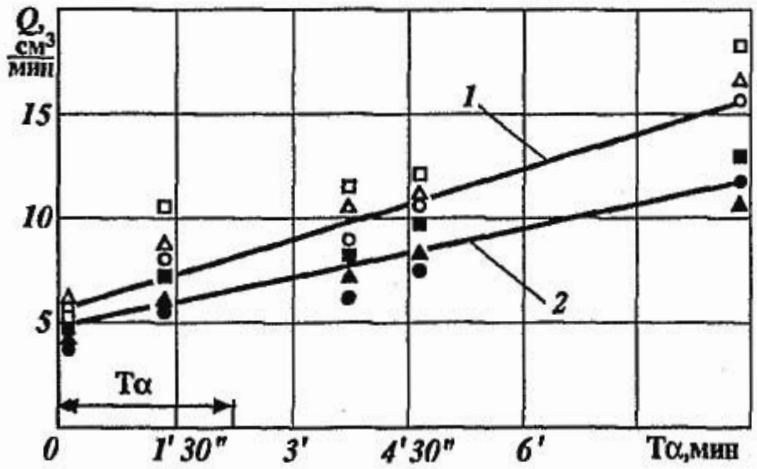


Рис. 2.3.23. Влияние погрешности угла поперечного сечения на утечку через клиновой затвор:
1 – $p_{ср}$ = 6,4 МПа; *2* – $p_{ср}$ = 9,0 МПа;
○ – $M_{кр}$ = 200 Н · м; Δ – $M_{кр}$ = 340 Н · м; □ – $M_{кр}$ = 400 Н · м

Отклонения формы уплотнительных поверхностей рекомендуется регламентировать рядами допусков в зависимости от классов герметичности. Первый ряд допусков (отклонение формы устанавливается в пределах значений, не оказывающих влияние на утечку) предназначается для класса А, а остальные – исходя из установленного уровня допустимой утечки для В, С и Д.

2.3.8. Допуски на соподчиненные детали арматуры по параметрам сферических затворов

Размерный анализ конструкций арматуры определяет взаимосвязь размеров, характеризующих местоположение поверхностей и осей как отдельного элемента, так и конструкции в сборе [6].

Методика и порядок расчета размерных цепей. Размерные цепи используются для решения прямой и обратной задач. При решении прямой задачи, исходя из установленных требований к исходному звену, определяют номинальные размеры, значение и координаты середин полей допусков и предельные отклонения всех звеньев, составляющих размерную цепь. Решение же обратной задачи сводится к определению номинального размера, значения и координаты середины поля рассеяния и предельного отклонения замыкающего звена.

При проектировании арматуры решают и прямые и обратные задачи, при этом решением обратной задачи проверяют правильность реше-

ния прямой. Различают два основных метода решения прямой и обратной задач: полной взаимозаменяемости и неполной взаимозаменяемости.

Для решения прямой задачи по методу полной взаимозаменяемости существуют два основных способа решения: способ назначения допусков одного квалитета точности и способ равных допусков. При первом способе предполагают, что все размеры, составляющие размерную цепь, могут быть выполнены по одному квалитету точности и их допуски зависят только от номинальных значений составляющих звеньев. Второй способ применим для составляющих звеньев размерной цепи одного порядка при условии, что все они могут быть выполнены с примерно одинаковой экономической точностью.

Для метода неполной взаимозаменяемости или теоретико-вероятностного применяют четыре основных способа решения: способ равных допусков, способ назначения одного квалитета точности, способ пробных расчетов и способ равного влияния. Первые два способа методически аналогичны ранее рассмотренным. Третий способ заключается в том, что допуски на составляющие размеры назначают экономически целесообразными для условий производства с учетом конструктивных технологических требований. Четвертый способ применяют при решении задач, основанных на условии, что отклонение каждого составляющего размера должно вызвать одинаковое изменение замыкающего размера.

Кроме того, используют методы: группового подбора, регулирования и пригонки. Групповой подбор или селективная сборка заключается в изготовлении деталей с широкими технологическими допусками при последующей сортировке деталей на равное количество групп и при сборке деталей по одноименным группам. Под методом регулирования понимают такой расчет размерных цепей, при котором точность замыкающего звена достигается регулированием размера одного из заранее установленных составляющих звеньев, называемого компенсирующим. При методе пригонки точность замыкающего звена достигается дополнительной обработкой при сборке изделия.

Прежде чем перейти к выбору метода размерного анализа конструкций арматуры, рассмотрим основные преимущества и недостатки каждого из них.

Первый метод обеспечивает полную взаимозаменяемость элементов конструкции, но он экономически оправдан для изделий низкой точности, содержащих малое количество деталей, и, как следствие, для размерных цепей с малым числом звеньев. Применение остальных методов целесообразно в массовом и крупносерийном производстве для соедине-

ний высокой точности и экономически оправдано, когда затраты на сортировку, маркировку, сборку и хранение деталей по группам окупаются высокими качественными показателями. Метод регулирования позволяет повысить долговечность изделия, но приводит к увеличению количества деталей в конструкции. Метод пригонки обеспечивает высокую точность замыкающего звена, но припуск на пригонку можно установить лишь после предварительной сборки всего изделия или его узла.

Метод теоретико-вероятностного расчета размерных цепей позволяет расширить допуски по сравнению с первым методом, исключить регулирование и пригонку и тем самым облегчить обработку и сборку деталей при очень малом риске несоблюдения предельных значений замыкающего звена. Данный метод служит связующим звеном между эксплуатационными требованиями и технологичностью конструкции, учитывает технические возможности изготовителя и ремонтника, а также экономичность в достижении показателей качества.

В арматуростроении нет преобладающего метода реализации размерного анализа. Элементы селективной сборки отмечаются при изготовлении клиновых задвижек, пригонка – при изготовлении шаровых и пробковых кранов. Так, уплотнения в корпусе и на клине задвижек обрабатываются раздельно и затем сортируются по наименьшему расстоянию между уплотнениями элемента. Это приводит к незавершенности производства, накоплению деталей из разных групп, к простою на сборке, а при несоблюдении условий – к браку. Для ликвидации незавершенности уплотнения корпуса обрабатывают под нужный размер клина, т.е. открытая поверхность – клин – обрабатывается менее точно, чем внутренняя – корпус, что противоречит основным принципам технологии машиностроения. Такая обработка представляет собой скорее пригонку, в результате повышается трудоемкость подгоночных работ, выполнять которые необходимо высококвалифицированным рабочим, увеличивается цикл сборки и возникают трудности при замене быстроизнашивающихся деталей конструкции. Уплотнения элементов затвора шаровых и пробковых кранов взаимно притираются, т.е. осуществляется пригонка без каких-либо предпосылок на взаимозаменяемость элементов. Вместе с тем, свыше 40 % дефектов поверхностей элементов запорной арматуры приходится на уплотнительные поверхности элементов затвора, при ремонте и замене которых возникают значительные технические трудности.

Незавершенность, а чаще всего и отсутствие размерного анализа препятствуют разработке и внедрению поточного метода производства арматуры и широкому применению специального оборудования для обработки ее элементов.

Проведенный анализ методов решения размерных цепей показывает, что в условиях серийного и мелкосерийного производства арматуры экономически оправдан на сегодня теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей. Последовательность расчетов при решениях прямой задачи по данному методу включает следующие основные этапы.

1. Формулировка задачи и установление исходного звена. Данный этап применительно к запорной арматуре предусматривает анализ перемещений элементов затвора под действием давления среды. При анализе перемещений необходимо учитывать векторность ошибки исходного (замыкающего) звена и рассмотреть условия, определяющие и ограничивающие данные перемещения.

2. Установление номинальной координаты середины поля допуска и величины поля допуска исходного (замыкающего) звена. Для запорной арматуры это устанавливают исходя из допуска на утечку среды через затвор.

3. Установление составляющих звеньев размерной цепи. При этом необходимо обращать внимание на звенья размерной цепи с номинальными размерами, равными нулю, т.е. на непараллельность осей, несоосность (эксцентриситет), температурные и силовые деформации. Учитывая, что исходное звено воспринимает отклонения всех составляющих звеньев, необходимо, чтобы в размерную цепь вошло наименьшее количество звеньев.

4. Установление передаточных отношений. Эти отношения устанавливают соответствие номинальных размеров составляющего звена и исходного (замыкающего) звена.

5. Составление схемы размерной цепи. Исходные звенья наносят на схематичный или рабочий чертеж и, если две или более осей совпадают, поясняют, к какой детали относится каждая из них. Составляющие звенья или наносятся на чертеж или вычерчиваются отдельно в том прядке, в котором они следуют по чертежу. Обозначают их заглавными буквами и нумеруют.

6. Расчет номинальных размеров всех составляющих звеньев. Расчет производится из условия, что сумма произведений передаточных отношений и номинальных значений составляющих звеньев равна номинальному размеру исходного звена.

7. Установление технологических финишных операций. При этих операциях получают конечные размеры составляющих звеньев размерной цепи. Операции назначаются по принятому на заводе или по типовому технологическому процессу. По типизированным таблицам устанав-

ливают ориентировочные значения коэффициентов относительной асимметрии α_i и относительного рассеяния λ_i.

8. Расчет средней величины допуска составляющих звеньев, которая определяется по способу одного квалитета точности из соотношения допуска исходного (замыкающего) звена, коэффициента, зависящего от принятого процента риска, коэффициентов относительного рассеяния, количества звеньев и передаточных отношений составляющих звеньев.

9. Расчет координат середин полей допусков всех составляющих звеньев. Расчет производится из условия равенства суммы произведений передаточных отношений на координаты середины полей допусков составляющих звеньев координате середины поля допуска замыкающего звена.

10. Корректировка на основе технико-экономических расчетов допусков на каждое составляющее звено. Корректировка и расчет проводятся из условия минимизации затрат на достижение всех допусков составляющих звеньев при учете налагаемых ограничений.

11. Проверка правильности установленных допусков. Исходя из условия, что поле рассеяния каждого из скорректированных составляющих звеньев равно допуску на данное звено, аналогично и для исходного звена рассчитывается допуск исходного звена.

12. Расчет предельных размеров и предельных отклонений. Верхнее предельное отклонение определяют как сумму координаты середины поля допуска и половины допуска исходного звена, а нижнее предельное отклонение как их разность.

13. Расчет общего процента риска. Расчет проводится для размерных цепей, вероятность брака изделия в целом в которых оговаривается, а точность достигается теоретико-вероятностным методом.

Изложение основных положений методики расчета размерных цепей теоретико-вероятностным методом было бы не полным без учета особенностей расчета, свойственных размерному анализу арматуры.

Размерные цепи конструкций арматуры содержат комбинации составляющих звеньев с различными видами ошибок. Рассмотрим эти ошибки и проанализируем их с позиций погрешностей элементов арматуры.

В размерных цепях арматуры наиболее часто встречаются звенья-зазоры. При этом в одних конструкциях они полностью выбираются в одну и в другую сторону в зависимости от направления действия среды, т.е. изменения направления ее подачи в запорное устройство, а в других – только в одном направлении в зависимости от веса, силы упора и другого силового замыкания. Если же в размерную цепь входят только зазоры,

выбираемые полностью только в одну сторону, то цепь составляют таким образом, чтобы данный зазор не влиял на точность, замыкающего звена. И при этом расчет сводится к обычным линейным размерным цепям. При зазорах, выбираемых в одну и другую сторону составляют размерные цепи с выборкой данного зазора в две противоположные стороны полностью и проводят два раздельных расчета. Данная особенность указывает на то, что анализ ошибок составляющих звеньев необходимо увязать и с процессом сборки арматуры, и с ее монтажом, и с эксплуатацией.

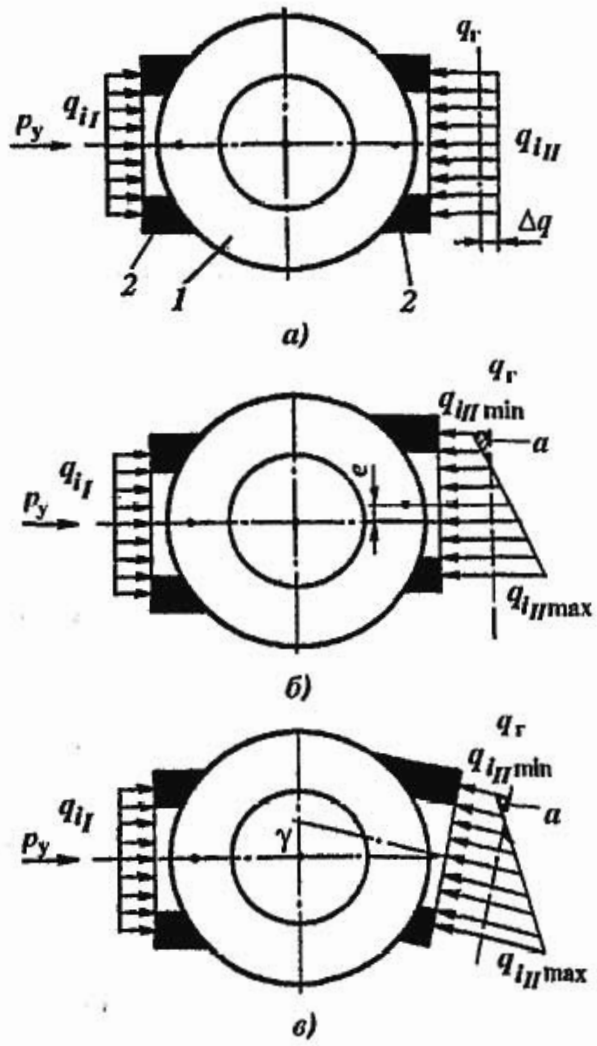


Рис. 2.3.24. Влияние отклонений расположения элементов затвора шарового крана на распределение контактных давлений:
а – при компенсации отклонений;
б, в – при эксцентриситете *е* и угловом смещении γ элементов затвора

Особенность расчета взаимосвязанных размерных цепей заключается в установлении очередности расчета данных цепей. Для порядка расчета необходимо ориентировочно установить, где данное общее звено будет иметь максимальное отклонение, а где – минимальное. После этого расчет ведется в порядке возрастания допусков на составляющие звенья.

Изложенный материал касается основных положений размерного анализа арматуры, а применение его для конкретных конструкций потребует учета специфических особенностей каждого изделия.

Герметизирующая способность затвора шаровых кранов определяется тем, что контактные давления на уплотнительных поверхностях q_I должны превышать контактное давление герметизации $q_г$. Рассмотрим, исходя из принятого положения, влияние отклонений расположения элементов затвора на распределение контактных давлений по периферической зоне уплотнения (рис. 2.3.24).

Элементами затвора шаровых кранов всех конструктивных исполнений являются шар *1* и седла *2*.

Силовая картина исходного условия по $q_i > q_г$ иллюстрируется распределением $q_{i_{ц}}$ по периферической зоне уплотнения на выходе среды, как представлено на рис. 2.3.24, *а*.

Смещение осей уплотнительных поверхностей седел на входе и выходе среды, характеризуемое эксцентриситетом *е*, приводит к перераспределению $q_{i_{ц}}$ по периметру уплотнения (см. рис. 2.3.24, *б*).

При определенном смещении уплотнений седел перераспределение приводит к нарушению условия герметизации, т.е. $q_{i_{ц}\,min} < q_г$. Образуются зоны активных зазоров *а*.

Наряду со смещением осей уплотнений седел непараллельность осей седел γ по отношению друг к другу также приводит к перераспределению контактных давлений и, как следствие, при определенных значениях нарушает герметичность в затворе шарового крана (рис 2.3.24, *в*).

В арматуростроении для ликвидации утечек в затворе, появляющихся вследствие образования активных зазоров, увеличивают силу предварительного прижатия элементов затвора так, чтобы $q_{i_{ц}\,min}$ всегда было больше, чем $q_г$.

Данные мероприятия приводят к значительному увеличению мощностей приводных устройств арматуры, дополнительным затратам на изготовление арматуры в целом, изменению конструкции элементов арматуры и интенсивному износу уплотнений, а значит, и к частой замене наиболее точно изготовляемых элементов затвора.

Мероприятия по нормированию точности, и в частности отклонениям расположения элементов, предусматривают обеспечение герметичности при минимальном запасе по Δq. Снижение запаса контактного давления Δq – один из резервов повышения надежности арматуры.

Размерный анализ конструкции арматуры устанавливает взаимосвязь между параметрами отклонения расположения и параметрами соподчиненных деталей конструкции, влияющими на их изменение. Цель размерного анализа – установление соответствия между допуском на погрешность расположения и допусками на определяющие параметры.

Для конкретизации методики размерного анализа рассмотрим конструкции шаровых кранов с плавающей пробкой и пробкой на опорах.

Объекты размерного анализа. Рассматриваемые шаровые краны с плавающим шаром (рис. 2.3.25) выпускаются D_y 50, 80, 100 и 125 мм на p_y = 1,0 МПа. Кран состоит из шара *1*, седла *2* с конической уплотнитель-

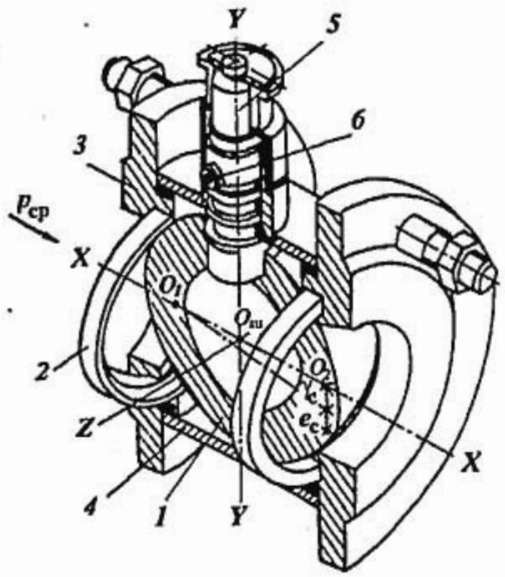


Рис. 2.3.25. Шаровой кран D_y 100 мм на p_y = 1,0 МПа

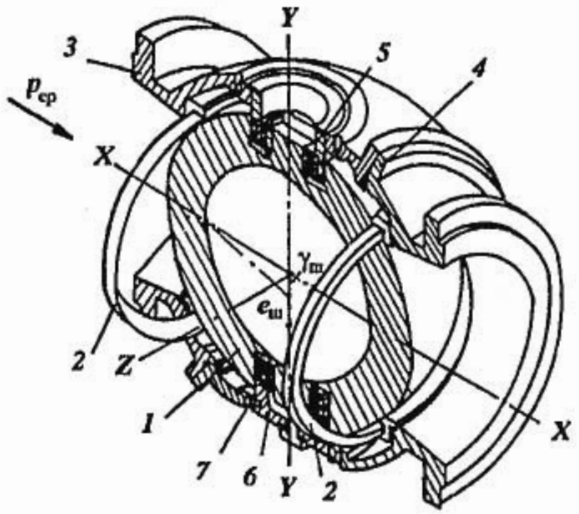


Рис. 2.3.26. Шаровой кран с шаром на опорах D_y 250 мм на p_y = 1,0 МПа

ной поверхностью, магистральных фланцев *3*, корпуса *4* с вваренным патрубком, шпинделя *5*, штифта *6*, рукоятки для поворота шара и болтов для стяжки магистральных фланцев при сборке шаровых кранов. Уплотнения седел из фторопласта Ф4К20, шара – из титана ВТ1-0.

Шаровые краны с шаром на опорах (рис. 2.3.26) D_y 150, 200, 250 и 300 мм на p_y = 1,0 МПа состоят из шара *1*, двух седел *2*, сборного корпуса с косым разъемом, включающим приводную часть *3* и часть основания *4*, патрубков верхнего *5* и нижнего *6*, в которых устанавливаются подшипники *7*, привода в сборе с редуктором и болтов для крепления обеих частей корпуса. Материалы элементов затвора те же, что и для ранее рассмотренной конструкции.

Герметичность затвора для исполнения шарового крана с плавающим шаром (конструкция А) определяется допустимым смещением оси седла на входе среды относительно оси седла на выходе среды e_c и допустимой непараллельностью оси седла на входе среды относительно оси седла на выходе среды γ_c (см. рис. 2.3.25). Для исполнения шарового крана с шаром на опорах (конструкция Б) функциональными параметрами отклонения расположения являются смещение оси седла на входе среды относительно оси шара $e_ш$ и непараллельность оси седла на входе среды относительно оси шара $\gamma_ш$ (см. рис. 2.3.26).

Герметичность достигается перемещениями элементов затвора шаровых кранов. В конструкции А она обеспечивается поджатием шара к уплотнению седла на выходе среды; в конструкции Б – поджатием седла на входе среды к шару на опорах.

Рассмотрим возможности перемещения плавающих элементов затвора для выбранных конструкций и на этой основе сформулируем задачи размерного анализа.

Размерный анализ конструкций арматуры при реализации методики расчета размерных цепей вызывает наибольшие трудности при постановке задач и характеристике составляющих звеньев по виду их ошибок.

Перемещения плавающих элементов рассмотрим в направлениях *XYZ* (см. рис. 2.3.25 и 2.3.26). При этом направление оси *X* совпадает с осью трубопровода, оси *Y* – с осью поворота шара при открывании и закрывании шарового крана, оси *Z* – с осью, взаимно-перпендикулярной осям *X* и *Y*.

Перемещения плавающих элементов в направлении оси *X* обеспечиваются действующими силами и конструктивными элементами. Величина перемещения определяется равнодействующей от давления среды на плавающий элемент, жесткости уплотняющих элементов и силы предварительной затяжки при сборке шарового крана. Конструктивно данные перемещения обеспечиваются пазом в шаре для конструкции А и кольцевой направляющей в седле на входе среды для конструкции Б. Ограничиваются данные перемещения значениями параметров отклонения расположения, характерными для каждого конструктивного исполнения шарового крана.

Перемещения плавающих элементов в направлении оси *Y* обеспечиваются равнодействующей сил, а ограничиваются зазорами между плавающими элементами и элементами конструкции. Вызываются же данные перемещения погрешностями взаимного расположения уплотнений элементов затвора шаровых кранов. Составляющие равнодействующей сил аналогичны ранее рассмотренным. Ограничивающими зазорами являются расстояние между окончанием хвостовика и основанием паза в шаре для конструкции А и зазором между поверхностью кольцевой направляющей и седлом на входе среды для конструкции Б.

Перемещения плавающих элементов в направлении оси *Z* обеспечиваются равнодействующей действующих сил, рассмотренных выше, ограничиваются зазорами между торцовой поверхностью хвостовика шпинделя и торцовой поверхностью паза в шаре при исполнении А и зазором между поверхностями посадочного отверстия корпуса и кольце-

вой направляющей седла на входе среды для исполнения Б. Данные перемещения вызываются погрешностями взаимного расположения элементов узла затвора.

Анализ факторов и параметров, обеспечивающих и ограничивающих перемещение плавающих элементов затвора шаровых кранов, позволяет сформулировать задачи размерных цепей.

Постановка задач и расчет размерных цепей. Этап установления исходных звеньев – один из определяющих при проведении размерного анализа. От качественного проведения данного этапа зависит эффективность анализа в целом.

Проведение анализа перемещений элементов затвора шаровых кранов обоих конструктивных исполнений позволяет выявить составляющие звенья, дать их характеристику и составить методику расчета размерной цепи. Для расчета размерных цепей шаровых кранов принимают:

1) смещение осей седел на входе и выходе среды за исходное звено;

2) непараллельность осей седел на входе и выходе среды за исходное звено;

3) зазор между окончанием хвостовика шпинделя и основанием паза в шаре за замыкающее звено, определяющее смещение оси шара по отношению к оси корпуса;

4) зазор между торцами хвостовика шпинделя и паза в шаре за замыкающее звено, определяющее смещение оси шара по отношению к оси корпуса в направлении оси Z;

5) зазор между посадочной поверхностью корпуса и направляющей седла на входе среды за замыкающее звено (учет ошибки от смещения осей элементов);

6) зазор между посадочной поверхностью корпуса и направляющей седла на входе среды за замыкающее звено (учет ошибки от непараллельности осей элементов).

Пункты с первого по четвертый касаются расчета размерных цепей шаровых кранов конструкции А, пятый и шестой – конструкции Б.

Пункты с третьего по шестой являются зависимыми, так как в третью и четвертую размерные цепи входят в виде составляющих исходные звенья по первому и второму пунктам. Пятый и шестой пункты взаимосвязаны ввиду зависимости допуска на непараллельность осей от допуска на смещение данных осей. Оба эти параметра отклонения расположения ограничиваются зазором между посадочной поверхностью корпуса и направляющей седла на входе среды.

Проведя анализ перемещений и определив постановку задач размерного анализа, перейдем к изложению методики решения поставленных задач.

Расчет размерных цепей шаровых кранов. При изложении методики расчета остановимся более подробно на двух аспектах: выявление и характеристика составляющих звеньев и установление передаточных отношений для данных звеньев, – и рассмотрим их применительно к задачам размерного анализа шаровых кранов с плавающим сферическим затвором.

Задача первая. Составляющими звеньями, определяющими смещение оси уплотнения седла на входе среды относительно оси седла на выходе среды (рис. 2.3.27, *а*) и образующими размерную цепь А (рис. 2.3.27, *б*), являются:

A_1 – смещение оси уплотнения седла на входе среды относительно оси наружного цилиндрического пояска данного седла;

A_2 – смещение оси наружного цилиндрического пояска седла на входе среды относительно оси посадочного отверстия магистрального фланца;

A_3 – смещение оси посадочного отверстия магистрального фланца на входе среды относительно оси наружного цилиндрического буртика данного магистрального фланца;

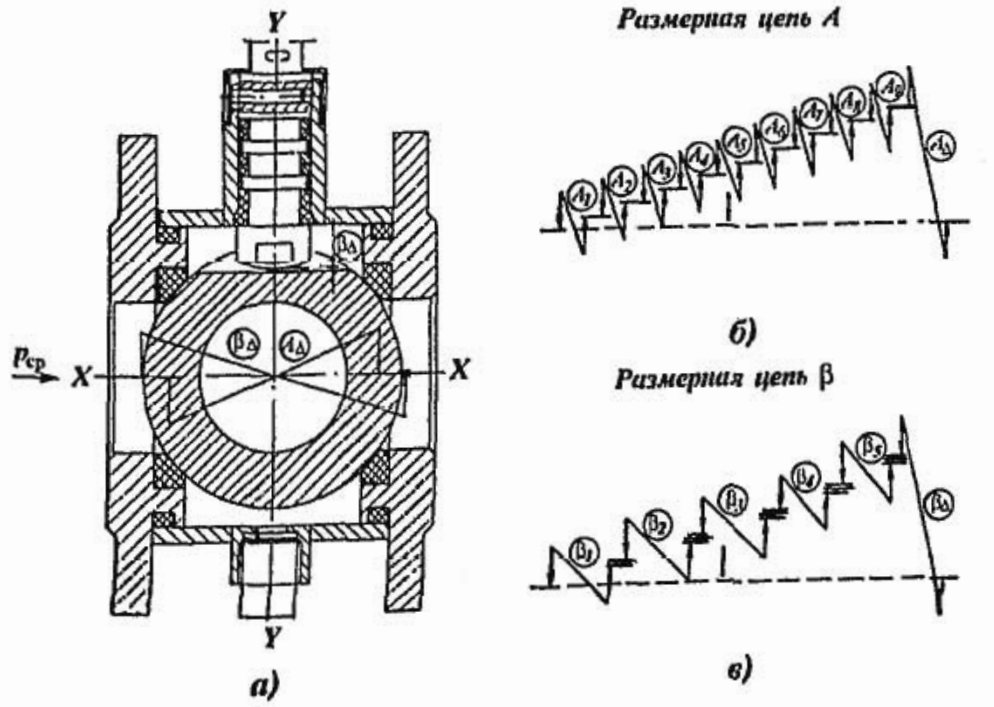


Рис. 2.3.27. Шаровой кран с плавающим сферическим затвором:
а – *общий вид*; *б* – *размерная цепь А*; *в* – размерная цепь β

A_4 – смещение оси наружного цилиндрического буртика магистрального фланца на входе среды относительно оси посадочного отверстия корпуса;

A_5 – смещение оси посадочного отверстия корпуса на входе среды относительно оси посадочного отверстия данного корпуса на выходе среды;

A_6 – смещение оси посадочного отверстия корпуса на выходе среды относительно оси наружного цилиндрического буртика магистрального фланца;

A_7 – смещение оси наружного цилиндрического буртика магистрального фланца на выходе среды относительно оси посадочного отверстия данного магистрального фланца;

A_8 – смещение оси посадочного отверстия магистрального фланца на выходе среды относительно оси наружного цилиндрического пояска седла;

A_9 – смещение оси наружного цилиндрического пояска седла на выходе среды относительно оси уплотнения данного седла.

Составляющие звенья размерной цепи A_1, A_3, A_5, A_7 и A_9 характеризуют погрешности обработки элементов конструкции шаровых кранов, а звенья A_2, A_4, A_6 и A_8 – погрешности, возникающие при сборке элементов и являющиеся также погрешностями обработки поверхностей элементов. Первая группа составляющих звеньев является векторными ошибками, а вторая – ошибками за счет зазоров.

Передаточные отношения для всех составляющих звеньев равны единице вследствие их параллельности. При увеличении всех составляющих звеньев исходное звено увеличивается, а значит все, звенья являются увеличивающими, и поэтому передаточное отношение равно +1.

Номинальные значения составляющих звеньев равны нулю, отсюда и номинальный размер исходного звена равен нулю.

Задача вторая. Составляющими звеньями, определяющими непараллельность оси уплотнения седла на входе среды относительно оси седла на выходе среды и образующими размерную цепь β (рис. 2.3.27, *в*), являются:

β_1 – непараллельность оси уплотнения седла на входе среды относительно оси торцовой поверхности данного седла;

β_2 – непараллельность оси торцовой поверхности посадочного отверстия магистрального фланца на входе среды относительно оси торцовой поверхности буртика данного магистрального фланца;

β_3 – непараллельность оси торцовой поверхности корпуса на входе среды относительно оси торцовой поверхности данного корпуса на выходе среды;

β_4 – непараллельность оси торцовой поверхности буртика магистрального фланца на входе среды относительно оси торцовой поверхности посадочного отверстия данного магистрального фланца;

β_5 – непараллельность оси торцовой поверхности седла на выходе среды относительно оси уплотнения данного седла.

Все составляющие звенья размерной цепи характеризуют погрешности обработки элементов конструкции и являются угловыми ошибками. Передаточные отношения составляющих звеньев равны единице, все звенья, увеличивающие их номинальные значения, равны нулю.

Задача третья. К составляющим звеньям, определяющим зазор между окончанием хвостовика шпинделя и основанием паза в шаре (рис. 2.3.28, *а*) и образующим размерную цепь *В* (рис. 2.3.28, *б*), относятся:

B_1 – смещение оси корпуса относительно торцовой поверхности патрубка корпуса;

B_2 – смещение торцовой поверхности патрубка корпуса относительно оси штифта;

B_3 – смещение оси штифта относительно оси отверстия шпинделя;

B_4 – смещение оси отверстия в шпинделе относительно окончания хвостовика шпинделя;

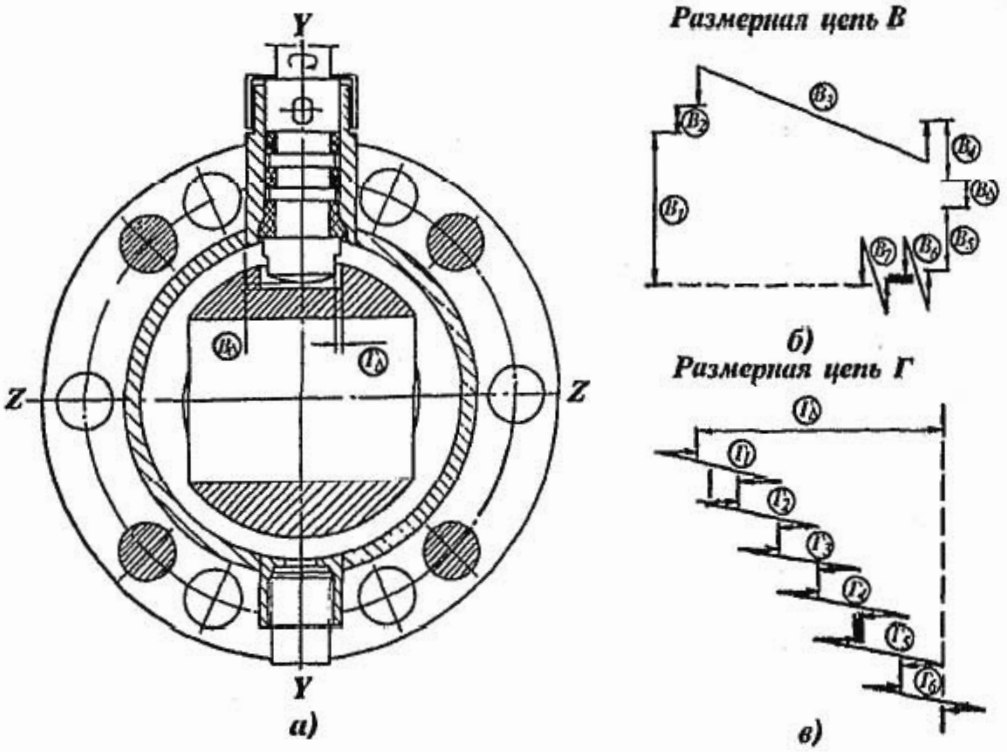


Рис. 2.3.28. Шаровой кран с плавающим сферическим затвором:
а – общий вид; *б* – размерная цепь *В*; *в* – размерная цепь *Г*

B_5 – смещение основания паза в шаре относительно оси данного шара;

B_6 – смещение оси уплотнения седла на выходе среды относительно оси уплотнения седла на входе среды;

B_7 – непараллельность оси уплотнения седла на входе среды относительно оси уплотнения седла на выходе среды.

Данная размерная цепь зависимая по составляющим звеньям B_6 и B_7 с размерными цепями A и β.

Задача четвертая. К составляющим звеньям, определяющим зазор между торцовыми поверхностями хвостовика шпинделя и паза в шаре и образующих размерную цепь $Г$ (рис. 2.3.28, *в*), относятся:

$Г_1$ – смещение оси торцов хвостовика шпинделя относительно оси шпинделя;

$Г_2$ – смещение оси шпинделя относительно оси патрубка корпуса;

$Г_3$ – смещение оси патрубка корпуса относительно оси данного корпуса;

$Г_4$ – смещение оси уплотнения седла на входе среды относительно оси уплотнения седла на выходе среды;

$Г_5$ – непараллельность оси уплотнения седла на выходе среды относительно оси уплотнения седла на входе среды;

$Г_6$ – смещение оси шара относительно оси торцов паза в шаре.

Размерная цепь $Г$ зависимая по составляющим звеньям $Г_4$ и $Г_5$ с цепями A, β и B.

Схема к установлению взаимосвязи составляющих звеньев для всех задач приведена на рис 2.3.29.

Реализация данного этапа позволяет установить взаимосвязь статистических характеристик составляющих звеньев со статистическими характеристиками исходного звена. При решении вопросов герметизации статистические характеристики исходного звена требуют уточнения, методика которого изложена в гл. 4.

Конструкционно-эксплуатационные требования к герметичности предусматривают:

– технологичность конструкции и соблюдение заданных размеров и геометрических форм деталей, связанных с обеспечением точности и прочности;

– качественные характеристики по физико-механическим свойствам материалов элементов, связанных с прочностью и надежностью элементов.

Данные требования должны регламентироваться конструкторами и технологами в виде технических условий на элементы.

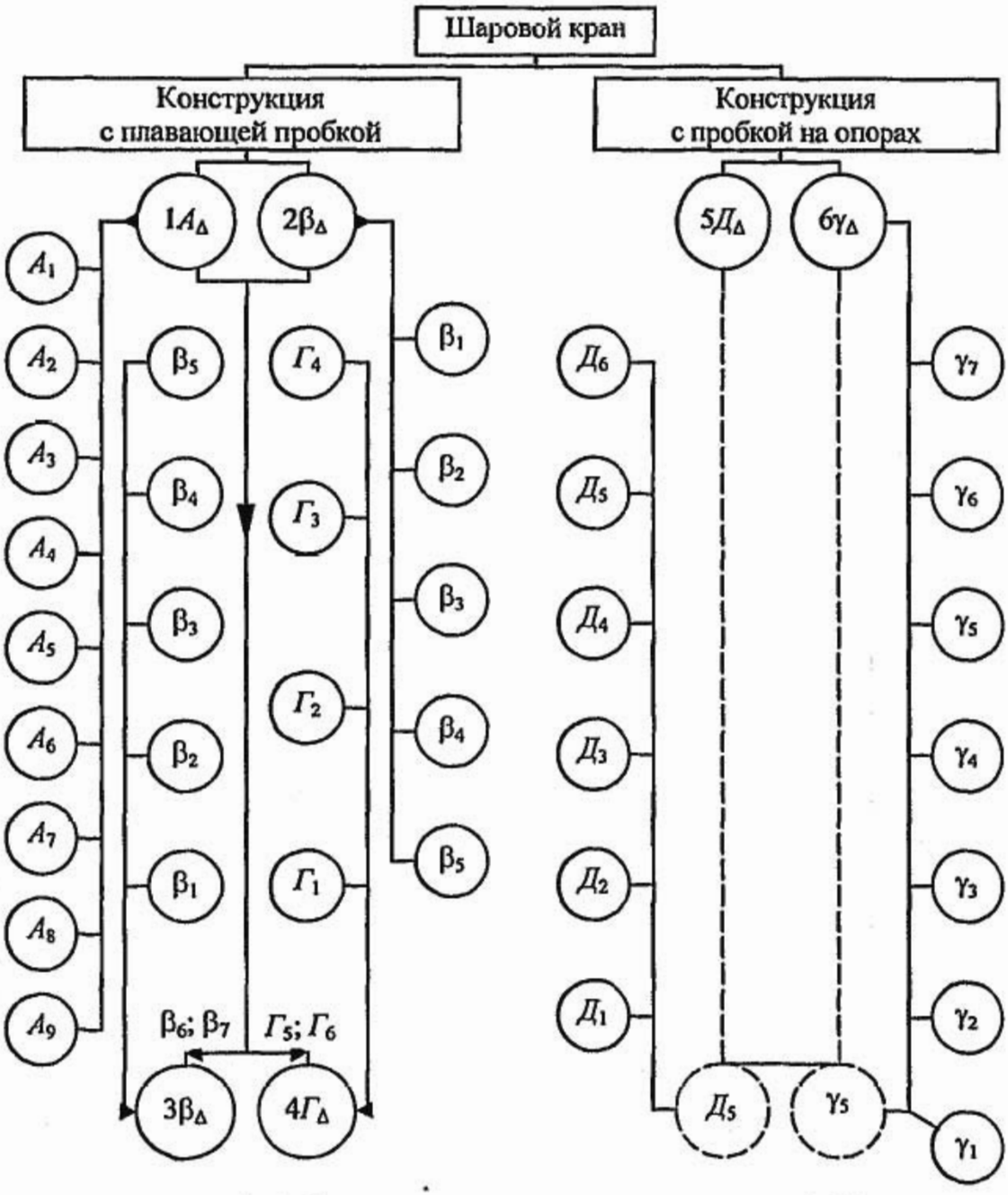


Рис. 2.3.29. Взаимосвязь звеньев размерных цепей [6]

Состояние регламентации точности звеньев. Размерный анализ конструкции шарового крана D_y 100 мм на p_y = 1,0 МПа позволил выделить 23 размерных параметра элементов конструкции в целом, которые участвуют в образовании погрешностей отклонения расположения уплотнений элементов затвора.

В технической документации на данные конструкции регламентируется лишь 12 параметров (табл. 2.3.12).

Замыкающие звенья A_Δ, β_Δ, и B_Δ не регламентированы в технической и нормативной документации не оговариваются.

Таблица 2.3.12

Размерная цепь	Исходные замыкающие и составляющие звенья	Характеристики звеньев, мм		
		Номинальное значение	Отклонения от номинала	Допуск
Размерная цепь A	A_Δ	–	Не регламентированы	–
	$A_1 = A_9$	0	+0,1	–
	$A_2 = A_8$	112	+0,46 и – 0,23	0,46 и 0,23
	$A_3 = A_7$	–	Не нормированы	–
	$A_4 = A_6$	150	– 0,165 +0,08 и – 0,60	0,08 и 0,105
	A_5	–	Не нормированы	–
Размерная цепь β	β_Δ	–	Не регламентированы	–
	$\beta_1 = \beta_6$	–	Не нормированы	–
	$\beta_2 = \beta_4$	–	–	–
	β_3	–	–	–
Размерная цепь B	B_Δ	–	Не регламентированы	–
	B_1	–	Не нормированы	–
	B_2	–	–	–
	B_3	8	+0,022	0,022
	B_4	–	Не нормированы	–
	B_5	–	–	–
Размерная цепь Γ	Γ_Δ	0	+0,7 и +0,28	0,42
	Γ_1	0	+0,1	0,1
	Γ_2	30 и 29	+0,45 и – 0,85	0,045 и 0,08
	Γ_3	0	+0,08	0,08
	Γ_4	0	+0,07	0,07

При этом необоснованное ослабление допусков приводит к увеличению брака при сборке, к введению целого ряда дополнительных пригоночных, доделочных и регулировочных операций, удлинению производственного цикла, требует более высокой квалификации сборщиков арматуры, ухудшает эксплуатационные качества арматуры и требует проведения неплановых ремонтов.

Ужесточение допусков более всего проявляется при обработке элементов, а их расширение – при сборке изделий. Общим для обоих вариантов является увеличение затрат на производство, эксплуатацию и ремонт арматуры.

Допуски на параметры точности. Для реализации размерного анализа конструкций арматуры с уже установившейся технологией обработки элементов необходимо проведение исследований технологической точности с целью расчета статистических характеристик составляющих звеньев и установления допустимости точности по каждому параметру, исходя из заданных отклонений исходного или замыкающего звеньев. Нарушение условия обеспечения сводится к корректировке допусков на основе их оптимизации.

Рассмотрим основные положения методики исследования точности обработки поверхностей элементов конструкции шаровых кранов.

Образование выборок. Для определения показателей точности нестабильности образуют выборки: мгновенные объемом 5 ... 20 деталей в последовательности их обработки на одном станке с получением характеристики влияния случайных факторов на качество изготовления; общие объемом из 10 и более мгновенных выборок, взятых последовательно с одного станка за межнастроечный период или с момента установки нового инструмента, позволяющие установить раздельное влияние систематических и случайных факторов на качество изготовления деталей за межнастроечный период без учета погрешности настройки; случайно отобранных деталей с одного или нескольких станков при объеме 50 ... 200 деталей, позволяющие установить совместное влияние систематических и случайных факторов на качество деталей, изготовленных на одном станке, и качество деталей по аналогичной взаимосвязи факторов при обработке на группе станков.

Измерение параметров деталей. Цена деления измерительных средств не должна превышать 6,6 % поля допуска измеряемой величины, т.е. при допусках свыше 0,8 мм можно применять штангенциркуль с ценой деления 0,05 мм; свыше 0,2 мм – микрометры, нутромеры и скобы, оснащенные отсчетными устройствами с ценой деления 0,01 мм; менее 0,2 мм еще более точный измерительный инструмент, с ценой деления 0,001 мм и менее.

Реализация изложенных положений методики для определения статистических показателей точности шаровых кранов на примере двух звеньев показана в табл. 2.3.13.

В Московском отделении НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС" разработана инженерная системная методика ИСМ-РЦ для расчета размерных цепей арматуры целевого назначения различных классов.

Таблица 2.3.13

Деталь	Составляющее звено	Средство контроля	Цена давления шкалы прибора, мм	Методика измерения	Примечание
Седло	A_1	Специальный сферокономер (см. гл. 4)	0,001	Выставить основание прибора по уровню. Установить деталь. Установить прибор на деталь. Повернуть вал прибора с индикатором на 180° и определить числовое значение разности наибольшего и наименьшего отклонений стрелки индикатора	
Магистральный фланец	A_2	Индикаторный нутромер	0,01	Установить деталь. Установить прибор, предварительно настроив его по эталонированным плиткам на номинал, и измерить отклонение от номинала (нуля по шкале) в двух взаимно перпендикулярных направлениях	В таблицу данных вводить наименьшее значение из измеренных
Седло		Индикаторная скоба			В таблицу данных вводить наибольшее значение из измеренных

Глава 3

ЭКСПЛУАТАЦИЯ АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

3.1. ОБЩИЕ ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

Правила эксплуатации трубопроводной арматуры должны учитывать:

– правила техники безопасности и эксплуатации основного объекта (трубопровода, аппарата, агрегата) при условии использования арматуры в нем только по назначению в соответствии с ее классом, типом, исполнением;

– соответствие исполнения арматуры и ее привода категории и группе взрывоопасных смесей, транспортируемых данной технологической системы;

– специфику входного контроля поступающей в эксплуатацию целевой арматуры;

– правила монтажа арматуры в технологической системе трубопровода или аппарата;

– правила предпусковых испытаний технологической системы, включающей арматуру;

– правила технического обслуживания: технического осмотра и технического ухода за арматурой;

– правила устранения основных неисправностей арматуры при ее эксплуатации.

Технологические трубопроводы, аппараты, агрегаты эксплуатируются в широком диапазоне давлений, температур и сред с различной степенью агрессивности [3]. Надежность и безопасность работы технологических трубопроводов зависят от целого комплекса параметров и условий, важнейшими из которых являются:

– прочностные характеристики материалов, из которых изготовлен трубопровод и его элементы, в том числе арматура;

– характер нагрузок, действующих на трубопровод и его элементы (механические, тепловые);

– характер напряжений, возникающих в трубопроводе и его элементах вследствие растяжения, сжатия, изгиба;

– расположение трубопровода (надземный, подземный);

– продолжительность работы трубопровода и его элементов, начиная с момента ввода его в эксплуатацию;

– физическое состояние перекачиваемой среды (жидкость, газ, парожидкостная смесь);

– физико-химические свойства перекачиваемой среды (токсичность, агрессивность, пожаро- и взрывоопасность);

– параметры перекачиваемой среды.

Требования, предъявляемые к технологическим трубопроводам при проектировании, монтаже, эксплуатации и ремонте, зависят от сочетаний этих параметров. С целью дифференцирования трубопроводов на группы с похожими условиями работы проводится их классификация. Так как провести объективную классификацию трубопроводов с учетом всех параметров невозможно, в ее основу положено такое понятие, как мера опасности при возможном аварийном разрушении трубопровода.

С учетом этого все технологические трубопроводы в зависимости от характера транспортируемой среды делятся на пять групп: А, Б, В, Г, Д, а в зависимости от параметров транспортируемой среды (давления и температуры) – на пять категорий I, II, III, IV, V.

Классификация трубопроводов в зависимости от свойств и параметров среды приведена в табл. 3.1.1, в соответствии с которой необходимо использовать трубы, рекомендуемые Сортаментом технологических трубопроводов на $p_y \leq 10{,}0$ МПа из углеродистых сталей. При отсутствии в табл. 3.1.1 необходимого сочетания параметров следует руководствоваться тем параметром, который требует отнесения трубопровода к высшей категории.

Трубы для трубопроводов, подконтрольных органам Госгортехнадзора, должны соответствовать требованиям Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды и Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов для горючих, токсичных и сжиженных газов.

Сварные трубы менее надежны в эксплуатации, но и стоят (при одинаковых толщинах стенок) дешевле, чем бесшовные, которые применяют для наиболее тяжелых условий работы.

В соответствии с ГОСТ 12.1.007 токсичные вещества по степени воздействия на организм человека подразделяются на четыре класса опасности: 1 – вещества чрезвычайно опасные; 2 – вещества высокоопасные; 3 – вещества умеренно опасные; 4 – вещества малоопасные. Перечень веществ и их классификация по классам опасности приведены в ма-

Таблица 3.1.1

Классификация трубопровода			Предельные параметры (включительно)		Марка стали	Тип трубы ($D_н$, мм)
Группа	Транспортируемый продукт	Категория	давление, МПа	температура стенки, °С		
А	Продукты с токсическими свойствами: а. Сильнодействующие ядовитые вещества, сжиженные газы и дымящиеся кислоты б. Прочие продукты и газы	I	Не ограничено	От –70 до –40	10Г2	Бесшовные холоднодеформированные
				От –40 до +450	20	
				От –70 до –40	10Г2	Бесшовные горячекатаные
			Ниже 0,08 и св. 1,6 до 10,0	От –40 до +450	20	
		II	От 0,08 до 1,6	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до –30	20	
				От +300 до +350		
				От –30 до +300	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (14 … 426)
						Электросварные (530 … 1420)
Б	Горючие и активные газы, легковоспламеняющиеся и горючие жидкости, не обладающие токсическими свойствами: а. Сжиженные газы с давлением насыщенных паров при +20 °С более 0,6 МПа					
		I	Св. 2,5 до 10,0	Св. +250 до +450	20	Бесшовные холоднодеформированные
		II	До 2,5	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до +250	20	

Продолжение табл. 3.1.1

Классификация трубопровода			Предельные параметры (включительно)		Марка стали	Тип трубы ($D_н$, мм)
Группа	Транспортируемый продукт	Категория	давление, МПа	температура стенки, °С		
Б	б. Сжиженные газы с давлением насыщенных паров при +20 °С менее 0,6 МПа в. Прочие взрывоопасные газы и легковоспламеняющиеся жидкости	I	Св. 2,5 до 10,0	Св. +250 до +450	20	Бесшовные горячекатаные
		II	Св. 1,6 до 2,5	От +120 до +250		
		III	До 1,6	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до +120	20	
		I	До 10,0	От +350 до +540	20	
			Ниже 0,08	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до +450	20	
		II	Св. 2,5 до 6,4	От +250 до +350 и от –40 до 0		
			Ниже 0,095 до 0,08	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до +450	20	
		III	От 1,6 до 2,5	От +120 до +250 и от –40 до 0		
				От –70 до –40	10Г2	
		IV	До 1,6	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до –30	20	
				От –30 до +120	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (14 ... 426)
						Электросварные (530 ... 1420)

Продолжение табл. 3.1.1

Классификация трубопровода			Предельные параметры (включительно)		Марка стали	Тип трубы ($D_н$, мм)
Группа	Транспортируемый продукт	Категория	давление, МПа	температура стенки, °С		
В	Пар водяной перегретый	II	Св. 2,2 до 3,9	От +350 до +450	20	Бесшовные холоднодеформированные
		III	Св. 1,6 до 2,2	От +300 до +350		Бесшовные горячекатаные
				Св. +250 до +300	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (14 ... 426)
		IV	До 1,6	Св. +115 до +250	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (530 ... 1420)
			До 1,0	Св. +115 до +200	Ст3сп Ст3пс	Водогазопроводные
Г	Вода горячая, пар насыщенный	II	Св. 2,5 до 3,9	Св. +115 до +425	20	Бесшовные холоднодеформированные
						Бесшовные горячекатаные
		III	Св. 1,6 до 2,5	Св. +115 до +300	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (14 ... 426)
						Электросварные (530 ... 1420)
			До 1,0	Св. +115 до +200	Ст3сп Ст3пс	Водогазопроводные

Продолжение табл. 3.1.1

Классификация трубопровода			Предельные параметры (включительно)		Марка стали	Тип трубы ($D_н$, мм)
Группа	Транспортируемый продукт	Категория	давление, МПа	температура стенки, °С		
Д	Негорючие газы, жидкости и пары	II	От 6,4 до 10,0	От +350 до +450	20	Бесшовные горячекатаные
				От –40 до 0		
			Ниже 0,08	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до +450	20	
		III	От 2,5 до 6,4	От –70 до –40	10Г2	Бесшовные холоднодеформированные
				От +250 до +350 и от –40 до 0	20	
			Ниже 0,095 до 0,08	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до +450	20	
		IV	Св. 1,6 до 2,5	От –70 до –40	10Г2	
				От –40 до –30	20	
				От +120 до +250	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (14 … 426)
						Электросварные (530 … 1420)
		V	До 1,6	От –70 до –40	10Г2	Бесшовные холоднодеформированные
				От –40 до –30	20	Бесшовные горячекатаные

Окончание табл. 3.1.1

Классификация трубопровода			Предельные параметры (включительно)		Марка стали	Тип трубы ($D_н$, мм)
Группа	Транспортируемый продукт	Категория	давление, МПа	температура стенки, °С		
Д	Негорючие газы, жидкости и пары	V	До 1,6	От –30 до +120	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (14 ... 426)
						Электросварные (530 ... 1420)
			До 1,0	До +120	Ст3сп Ст3пс	Водогазопроводные
	Фреоны	I	Св. 1,6	От –70 до –40	10Г2	Бесшовные холоднодеформированные
				От –40 до +450	20	
		II	До 1,6	От –70 до –40	10Г2	Бесшовные горячекатаные
				От –40 до –30 и от +300 до +450	20	
				От –30 до +300	Ст3сп Ст3пс	Электросварные (14 ... 426)
						Электросварные (530 ... 1420)

Примечание. Приведенная классификация является обобщением СНиП и ПУГ, а также Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды.

териале "Предельно допустимые концентрации вредных веществ в объектах внешней среды" (1108 наименований веществ). Класс опасности вещества определяется его агрегатным состоянием. Если агрегатное состояние конкретного вещества не соответствует указанному в приведенном источнике, то изменяется и класс опасности.

Группа А (см. табл. 3.1.1) – продукты с токсическими свойствами состоит из двух подгрупп: **а** – токсичные среды 1-го и 2-го классов опасности; **б** – токсичные среды 3-го класса опасности. Наиболее распространенные среды относятся к подгруппе **а**: акролеин, анилин, бензальхлорид, бензил хлористый, бензил цианистый, бензол, бензотриазин, бензотрихлорид, динзопропиламин, диметиламин, диметилформамид, дихлорэтан, изобутилен хлористый, изопропилхлоркарбонат, метил хлористый, монохлордиметиловый эфир, нитрил акриловой кислоты, нитрохлорбензол, озон, окись пропилена, окись этилена, ртуть металлическая, серный ангидрид, сероводород, сероуглерод, тетраэтилсвинец, титан четыреххлористый, углерод четыреххлористый, формальдегид, фосген, хлор, хлорангидрид трихлоруксусной кислоты, хлорангидрид акриловой кислоты, хлорангидрид метакриловой кислоты, хлористый водород, хлоропрен, хлорэтан, хлорциан, цианистый водород, цианистые соли (растворы), цианурхлорид, эпихлоргидрин, этиленимин, этиленхлоргидрин, азотная кислота (относительная плотность 1,1), серная кислота (относительная плотность 1,87), соляная кислота (относительная плотность 1,15), хлорсульфоновая кислота.

К подгруппе **б** относятся: акриловая кислота, ацетальдегид, ацетонитрил, ацетофенон, дихлорпропан, ксилол, масляная метакриловая и муравьиная кислоты, сернистый ангидрид, аллиловый, метиловый амиловый и бутиловый спирты, стирол, тетрахлорэтан, тетрахлорэтилен, толуол, трихлорбензол, трихлорпропилен, трихлорэтилен, уксусная кислота, хлорбензол, хлорекс, этилендиамин, этиленциангидрин.

Группа Б – горючие и активные газы, легковоспламеняющиеся и горючие жидкости: амилацетат, аммиак, ацетон, бензин, бутилацетат, бутилен, бутан, винил хлористый, водород, глицерин, дивинил, дихлорбензол, диэтиламин, диэтиленгликоль, изобутилен, изопрен, изопропилбензол, керосин, масла, метан, метилацетат, метилэтилкетон, монохлористая сера, пентан, перекись водорода, окись углерода, пропан, пропилен, тиокол, триэтиленгликоль, фракция C_4, фракция C_6, этан, этаноламин, этилен, этилацетат, этиловый спирт, этиловый эфир, этилтолуол, этил хлористый, этилцеллозоль.

Среды, не вошедшие в приведенные перечни, классифицируются в каждом случае отдельно. При транспортировании по трубопроводам суспензий, растворов, газовых смесей каждая среда классифицируется по наиболее опасному компоненту.

Арматура технологических трубопроводов, аппаратов и агрегатов при этом должна использоваться строго по назначению, в соответствии с указаниями технического паспорта и технических условий. В качестве регулирующей или дроссельной запорную арматуру использовать не разрешается. Открывание затвора для запорной арматуры должно быть полным, чтобы обеспечить в полностью открытом положении герметичность в сальнике. При открывании или закрывании применение добавочных рычагов исключается. При открывании арматуры, снабженной обводами, сначала отключают обвод, а затем после прогрева и выравнивания давления открывают основной проход. Перед открыванием затворов на паропроводах производят прогрев трубопровода и удаление конденсата.

Система и технология управления арматурой должны отвечать требованиям безопасности технологических систем, в которых она эксплуатируется. К управлению арматурой допускаются квалифицированные специалисты. При ручном управлении чрезмерно большие усилия приводят к заклиниванию или "прикипанию" деталей затвора. При быстром закрывании арматуры в системе могут возникнуть гидравлические удары.

При входном контроле следует учитывать, что арматура должна быть полностью укомплектованной, иметь клеймение и технические паспорта. Арматура, не имеющая паспорта и маркировки или имеющая маркировку, не соответствующую паспортным данным, может быть использована только для монтажа на трубопроводах IV и V категорий после ее предварительной ревизии и испытания на прочность и плотность.

Арматура, полученная в сохранной упаковке до истечения гарантийного срока ее хранения, при наличии клеймения и технических паспортов не подлежит испытанию при установке на трубопроводы всех категорий, кроме первой. Вся арматура трубопроводов первой категории должна подвергаться гидравлическому испытанию на прочность и плотность независимо от наличия паспорта и срока ее хранения.

Арматура трубопроводов всех категорий, поступающая для монтажа после истечения гарантийного срока хранения, должна быть испытана на прочность и плотность. Во многих монтажных организациях ревизии и испытанию на плотность подвергается вся арматура, поступившая в поврежденной заводской упаковке или без заглушек независимо от срока ее хранения. Это повышает надежность работы трубопровода.

Арматура, предназначенная для установки на кислородопроводы, должна быть обезжирена. При отсутствии документов о произведенном обезжиривании она подлежит ревизии и испытанию на плотность. Чугунная арматура и арматура из винипласта, фаолита и других неметаллических материалов выборочно должна быть испытана на прочность и плотность в количестве 20 % от каждой принимаемой партии. Если арматура поступила с несверленными фланцами, то после сверления она подлежит ревизии и испытанию на плотность для проверки отсутствия стружки или повреждений.

При монтаже арматуры следует учитывать данные входного контроля и особенности консервации. Арматура с завода-изготовителя доставляется на место монтажа с заглушенными патрубками. Погрузка, транспортировка и выгрузка арматуры должна производиться с соблюдением мер предосторожности во избежание поломок и повреждений изделия. Строповка должна производиться только за корпус, не допускается строповка арматуры за штурвалы, сальники, рычаги и т.п.

При приемке арматуры должны быть проверены:

– соответствие маркировки и отличительной окраски указанным в паспорте;

– комплектность (наличие ответных фланцев и других деталей, поставляемых с ней);

– наличие документов, удостоверяющих проведение испытаний.

Трубопроводная арматура некомплектная или неисправная, а также с истекшим сроком действия гарантии завода-изготовителя может быть принята в монтаж после ее доукомплектования, ревизии, исправления и испытания заказчиком, включая цапковую арматуру с присоединительными деталями-ниппелями. Арматура без отверстий для болтов (шпилек) во фланцах не может быть принята в монтаж. При хранении арматура должна быть защищена от коррозии, механических повреждений, попадания влаги и грязи. Срок хранения арматуры не более 2 лет со дня отгрузки с завода. При более длительном хранении по истечении указанного срока арматура должна быть переконсервирована.

При переконсервировании необходимо:

– удалить остатки старой консервации промывкой в уайт-спирите;

– вытереть насухо консервируемые поверхности;

– не более чем через 1 ч на консервируемые поверхности нанести тонким слоем кистью консервирующую смазку; резьбы откидных болтов, шпилек и штока также консервируются смазкой.

При консервации должны соблюдаться следующие требования безопасности:

– в помещениях, где производятся работы по переконсервации, не допускается искрение аппаратов, курение, принятие пищи обслуживающим персоналом;

– рабочие места должны иметь вытяжную вентиляцию;

– персонал, производящий работы по переконсервации, должен иметь индивидуальные средства защиты (спецодежду, защитные очки, резиновые перчатки) и соблюдать правила пожарной безопасности.

При соблюдении правил хранения и транспортирования, наличии заглушек и отсутствии внешних повреждений арматура может устанавливаться в трубопровод без ревизии. Перед установкой арматуры в трубопровод при закрытой проточной части производят снятие заглушек, расконсервацию и очистку внутренних полостей корпуса от возможного загрязнения.

Предпусковые испытания трубопроводов предусматривают продувку сжатым воздухом, азотом или паром. При гидравлическом испытании трубопровода на прочность арматура должна быть в открытом положении.

Техническое обслуживание (технические осмотры и технический уход) включает проверку технического состояния арматуры для определения ее соответствия предписанным условиям эксплуатации и необходимости регулировочных или ремонтных работ.

Технический осмотр – это прежде всего оценка герметичности соединений арматуры и трубопровода. Кроме того, освидетельствуют сальник и соединения деталей корпуса. Утечки жидкости оценивают визуально, а газа – с использованием мыльного раствора.

Технический уход предусматривает выполнение установленного регламента работ, включающих технический осмотр и выполнение регулировочно-смазочных и ремонтных работ, выполняемых без снятия арматуры с линии.

3.2. ТРЕБОВАНИЯ К ПОСТУПАЮЩЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИЮ АРМАТУРЕ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Наряду со стандартным перечнем правил, для арматуры целевого назначения требования повышены в связи с ее определяющим влиянием на работоспособность установки. Арматура целевого назначения – это дорогостоящий элемент технологической системы, и при подготовке ее к эксплуатации требуется выполнение целого ряда специальных мероприятий и операций.

3.2.1. Прогнозирование износа металлических и полимерных герметизаторов затворов арматуры

В условиях напряженно-деформированного состояния герметизаторов и других деталей арматуры при сборке, силовом замыкании, их коррозионно-механическом изнашивании в процессе эксплуатации происходит изменение исходных значений геометрических параметров межконтактного пространства. При этом в общей постановке изменение его высоты $h_к$, ширины $l_к$ и среднего диаметра $d_к$ во времени связано с износом герметизаторов и деталей арматуры.

Оценку проводят с позиций износа собственно привалочной поверхности и сопряжения герметизаторов. Для расчета износа герметизаторов затворов арматуры целевого назначения важно прогнозировать закономерности его протекания во времени, распределения по поверхности, и на основании этого рассчитывают возможный износ сопряжения герметизаторов.

Для обобщенной эксплуатационной ситуации можно принять линейную зависимость между временем изнашивания $t_и$ (межремонтным периодом эксплуатации затвора) и величиной линейного износа U (основной характеристикой износа поверхности или сопряжения). При этом

$$U = v_и t_и,$$

где $v_и$ – скорость изнашивания.

Вместе с тем линейный износ U может быть выражен через линейную интенсивность изнашивания $J_и$,

$$U = J_и S_{тр},$$

где $S_{тр}$ – путь трения.

Линейный износ U прежде всего связан с изменением высоты $h_к$ межконтактного пространства во времени при установившихся значениях среднего диаметра $d_к$ и ширины $l_к$. Стабилизация $d_к$ и $l_к$ в затворе обеспечивается на стадии макроприработки герметизаторов арматуры, что и определило введение этапных зависимостей для определения их приращений. При этом макроприработка связана не с изменением микрогеометрии герметизаторов, а с приростом площадей трения по мере износа сопряжения.

С учетом режима работы затвора, определяющего характер и время износа по каждому его виду, в общей постановке расчеты по прогнозированию изменения во времени межконтактного пространства в затворе сводятся к определению приращений $\Delta d_к$, $\Delta l_к$ и $\Delta h_к$ через параметры, входящие в выражения для U.

Следует особо подчеркнуть, что, поскольку каждый из параметров, входящих в выражения приращений, имеет большую дисперсию, применяемые зависимости для расчета $\Delta d_к$, $\Delta l_к$ и $\Delta h_к$ должны рассматриваться как функции случайных аргументов.

Расчет приращений $\Delta d_{мп}$, $\Delta l_{мп}$ и $\Delta h_{мп}$ при макроприработке герметизаторов. Макроприработка деталей затвора арматуры обусловлена собственными деформациями, отклонениями взаимного расположения осей привалочных поверхностей (по эксцентриситету e и угловому смещению γ), отклонениями формы (в радиальном направлении) герметизаторов.

Схема протекания периода макроприработки, вызванной собственными деформациями тарелки затвора на примере стыкового затвора клапанной арматуры показана на рис. 3.2.1. В начальный период контакта при числе циклов $N_ц \geq 1$ результирующая сила герметизации P сосредоточена на ограниченной площади и вызывает наиболее интенсивное изнашивание герметизаторов (рис. 3.2.1, *б*), по мере их изнашивания площадь контакта возрастает. Рост площади контакта за время макроприработки $t_{мп}$ выражается через составляющие $\Delta d_{мп}$, $\Delta l_{мп}$.

Согласно расчетной схеме (рис. 3.2.1, *в*) между составляющими $\Delta d_{мп}$ и $\Delta l_{мп}$ имеет место соотношение вида

$$\Delta d_{мп} = l_к + \Delta l_{мп}.$$

Расчет эксплуатационной составляющей $\Delta l_{мп}$ основывается на том, что в период макроприработки ее изменение связано с приращением линейного износа ΔU. Зависимость между $\Delta l_{мп}$ и ΔU определяется начальным зазором Δ между герметизаторами (см. рис. 3.2.1, *в*). Так как зазор Δ вызван деформацией тарелки под действием сосредоточенной силы герметизации и распределенной нагрузки среды, искомая функция будет уравнением упругой линии $\Delta = f(\Delta l_{мп})$.

Поскольку в процессе макроприработки приращение износа U происходит при постепенной ликвидации начального зазора Δ, то $dU = d\Delta$.

Износ герметизаторов как сопряжения в функции времени не подчиняется линейной зависимости.

Время $t_э = (t_з + t_о)N_ц$, т.е. зависит от количества циклов срабатывания затвора $N_ц$, поскольку время его закрытия $t_з$ и открытия $t_о$ определены технической документацией на эксплуатацию арматуры целевого назначения.

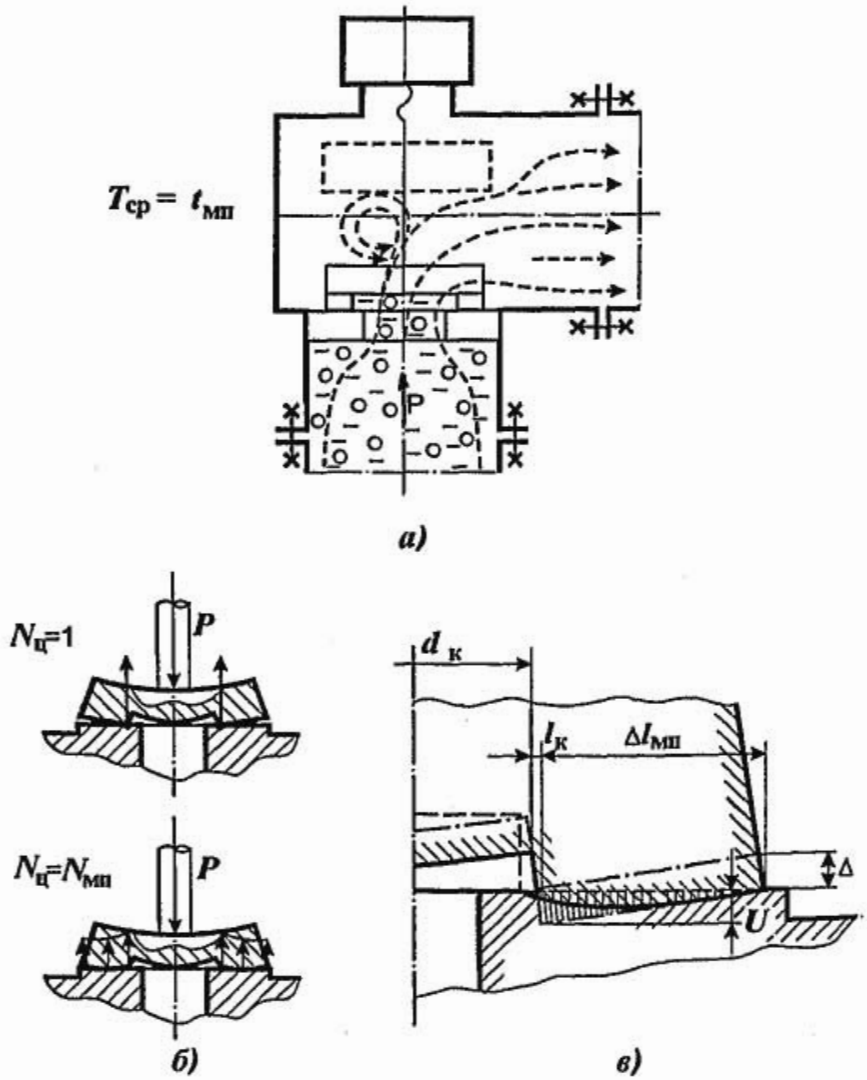


Рис. 3.2.1. Общая (*а*), силовая (*б*) и расчетная (*в*) схемы для определения изменения во времени составляющих среднего диаметра и ширины межконтактного пространства в стыковом затворе при макроприработке герметизаторов

Выражение для расчета приращения $\Delta l_{мп}$ следующее:

$$\Delta l_{мп} = \operatorname{ctg}\left[\frac{PR_{вн}}{4\pi D(1+\gamma_{о.к})} + \frac{q_г R_{вн}^3}{8D(1+\gamma_{о.к})} - \frac{mR_{вн}}{D(1+\gamma_{о.к})}\right] \times$$

$$\times \sqrt[n+1]{\frac{A(n+1)}{n} J_и N_ц \pi d_{ср} b_т \; [(t_з + t_о) N_ц]^{\frac{n}{n+1}}},$$

где $J_и$ – линейная интенсивность изнашивания приработанных поверхностей; $d_{ср}$, $R_{вн}$, $b_т$ – соответственно средний диаметр, внутренний радиус и ширина герметизатора; P, $q_г$ – результирующая сила и давление герметизации; $\gamma_{о.к}$ – коэффициент опорной кривой профиля; D – цилиндрическая жесткость затвора; $N_ц = N_{мп}$ количеству циклов макроприработки уплотнений; A, m, n – коэффициенты и показатель степени, полученные опытным путем.

Расчет высотной составляющей $\Delta h_{мп}$ связан с учетом изменения сближения во время макроприработки герметизаторов. Принимая постоянной (по математическому ожиданию) силу герметизации P, можно считать, что в период $0 \le t_э \le t_{мп}$ происходит уменьшение сближения вследствие увеличения контурной площади контакта A_c.

Приращение контурной площади связано с изменением диаметра $d_к$ и ширины $l_к$ межконтактного пространства. Тогда

$$\Delta h_{мп} = \left[0{,}4 \frac{k_\gamma P^{0,4}}{A_c^{1,4}} + 0{,}3 \frac{P}{A_c^{1,1}} (k_Ф + k_W) - 0{,}05 \frac{k_R}{A_c^{0,95}} \right] \pi \left[d_к \Delta l_{мп} + 2 l_к (l_к + \Delta l_{мп}) \right],$$

где k_γ, $k_Ф$, k_W, k_R – соответственно комплексы, характеризующие сближение вследствие отклонения взаимного расположения осей и поверхностей герметизаторов, отклонения формы герметизаторов, волнистости и шероховатости поверхностей герметизаторов затворов.

Выражения для определения $\Delta d_{мп}$, $\Delta l_{мп}$ и $\Delta h_{мп}$ показывают, что приращение геометрических параметров межконтактного пространства во времени при макроприработке существенно зависит от износостойкости герметизаторов. При этом чем выше износостойкость, тем продолжительнее период макроприработки. Окончание периода макроприработки связывается с действием силы герметизации на номинальную площадь контакта соединения герметизаторов.

Расчет приращения $\Delta h_{г.а}$ при абразивном изнашивании герметизаторов. Абразивное изнашивание деталей затвора связано с эксплуатацией защитной и запорной арматуры в режиме аварийного или ремонтного элемента системы. При данном режиме работы затвор находится в открытом положении и изнашивание герметизаторов осуществляется свободными абразивными частицами, вовлеченными в поток жидкостью или газом. При этом важным является учет агрессивности рабочей среды (табл. 3.2.1).

Таблица 3.2.1

Группа стойкости	Скорость коррозии,* мм/год	Балл
Совершенно стойкие	До 0,001	1
Весьма стойкие	0,001 ... 0,005	2
	0,005 ... 0,01	3
Стойкие	0,01 ... 0,05	4
	0,05 ... 0,10	5
Пониженно стойкие	0,1 ... 0,5	6
	0,5 ... 1,0	7
Малостойкие	1,0 ... 5,0	8
	5,0 ... 10,0	9
Нестойкие	Свыше 10,0	10

* Потеря массы в граммах на единицу площади во времени, г/(м^2 · ч).

С учетом условия изнашивания выражение для $\Delta h_{\text{г.а}}$ можно представить в виде:

для агрессивных сред $$\Delta h_{\text{г.а}} = \left(\mathrm{v}_h^{\text{к}} + \mathrm{v}_h^{\text{г.а}}\right) t_{\text{о.з}},$$

для неагрессивных сред $$\Delta h_{\text{г.а}} = \mathrm{v}_h^{\text{г.а}}\, t_{\text{о.з}}.$$

Выражения требуют решения по скорости изменения $h_{\text{к}}$ от коррозии $\mathrm{v}_h^{\text{к}}$ и абразивного износа $\mathrm{v}_h^{\text{г.а}}$. Составляющая $t_{\text{о.з}}$ – время нахождения затвора в открытом положении, устанавливается из условий эксплуатации арматуры.

Реальная скорость коррозии определяется состоянием поверхности герметизаторов и особенностями структуры материала, температурой, составом и скоростью движения среды, механическими напряжениями. В этой связи отсутствуют абсолютные показатели коррозионной стойкости металлов. Так как коррозионный процесс имеет гетерогенный характер, его скорость определяется основными стадиями: доставкой частицы (иона, молекулы) к поверхности металла, взаимодействием доставленной частицы с металлом, отводом продуктов взаимодействия от поверхности металла.

Для герметизаторов арматуры доставка коррозионно-активных ионов, молекул к металлу привалочной поверхности осуществляется диффузией. Аналогично можно оценить и отвод продуктов коррозии от поверхности металла. Скорость диффузии в соответствии с законом Фика зависит от градиента концентрации, коэффициента диффузии, а также площади герметизатора. Коэффициент диффузии при этом возрастает с увеличением температуры транспортируемой через арматуру среды.

Взаимодействие доставленной частицы с металлом характеризуется скоростью реакции $v_р$, которая определяется константой скорости реакции, концентрацией частиц, а также членом уравнения, характеризующим долю частиц, обладающих необходимой энергией активации. Учитывая, что коррозия металла привалочной поверхности герметизатора происходит в условиях абразивного изнашивания, в целом интенсифицирующего доставку коррозионно-активных частиц и отвод продуктов коррозии, можно принять скорость коррозии равной скорости реакции, поскольку последняя больше скорости диффузии.

Тогда составляющая $v_h^к$ по коррозионному изнашиванию

$$v_h^к = \gamma_г d_{ср} \pi b_т k_р C_{к.ч} \exp\left[-\frac{W}{RT}\right],$$

где $\gamma_г$ – удельный вес материала герметизатора; $d_{ср}$ – средний диаметр герметизатора; $b_т$ – конструктивная ширина герметизатора; $k_р$ – константа скорости реакции; $C_{к.ч}$ – концентрация коррозионно-активных частиц; $\exp\left[\frac{W}{RT}\right]$ – член уравнения, характеризующий долю частиц, обладающих необходимой энергией активации; W – энергия активации, представляющая собой тот избыток энергии, по сравнению со средней, обладание которой делает частицу реакционно-активной; R – универсальная газовая постоянная; T – абсолютная температура.

Коррозия интенсифицирует абразивный износ. На скорость абразивного изнашивания герметизаторов влияют как свойства абразивных частиц и изнашиваемых поверхностей, так и характер ударного взаимодействия частиц и металла (рис. 3.2.2). Абразивные частицы имеют различную форму и потоком среды определенным образом ориентированы относительно привалочной поверхности герметизатора. Ориентация частиц характеризуется углом атаки. Следует различать два случая взаимодействия абразивных частиц с привалочной поверхностью: удар прямой – угол атаки $\alpha_0 = 90°$ и удар косой – $0 < \alpha_0 < 90°$.

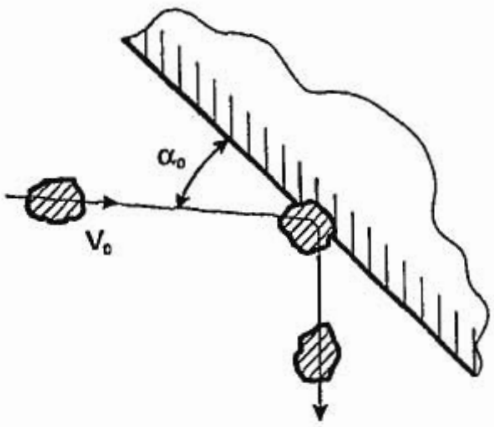


Рис. 3.2.2. Схема ударного взаимодействия частиц и поверхности герметизатора в стыковом затворе при абразивном изнашивании

При прямом ударе в зависимости от массы и свойств абразивных частиц, скорости их падения и свойств материала герметизатора возникают упругая и пластическая деформации, хрупкое разрушение, перенаклеп с отделением материала в виде чещуек. Для косого удара, характерного для клапанной арматуры, при углах атаки α_0 не больше угла трения, на характер повреждения поверхности сильно влияют касательная составляющая импульса и сопротивление материала взаимодействию касательных сил на поверхность герметизатора. Общим является механическое разрушение поверхности герметизатора в результате взаимодействия материала с твердыми абразивными частицами.

Ранние расчетные выражения для скорости абразивного изнашивания строились на предположении о режущем действии, которое оказывают частицы, соударяясь с изнашиваемой поверхностью. Утверждалось, что износ пропорционален квадрату относительной скорости v_0, а при углах атаки $\alpha_0 = 0$ и 90° он равен нулю. Однако более широкие исследования доказали, что показатель степени при v_0 больше двух (встречаются значения $n = 6{,}5$).

На зависимость износа от угла атаки существенное влияние оказывают свойства материала. Так, для пластичных материалов деформационная составляющая износа обычно мала и максимум износа наблюдается в области малых углов атаки, наоборот, для хрупких материалов характерна монотонно возрастающая зависимость с максимумом при $\alpha_0 = 90°$.

Считается, что износ невозможен, если соударение частицы с материалом носит характер упругого взаимодействия. Для металлических герметизаторов это утверждение правомочно, но неверно для полимеров.

Из зависимостей, полученных для пластического контакта, следует, что скорость частиц v_0 влияет на износ в степени $n = 3{,}5$, т.е. сильнее, чем по квадратичному закону, что удовлетворительно согласуется с многочисленными экспериментальными данными. Также согласно им независимость износа не зависит от размера частиц. Это соответствует утверждению, что, начиная с некоторой величины, размер частиц перестает влиять на интенсивность изнашивания.

Характерные зависимости абразивного износа от угла атаки α_0 соответствуют экспериментальным данным по износу технически чистых металлов и металлических сплавов.

Для клапанной арматуры целесообразно связать угол атаки с коэффициентом гидравлического сопротивления ξ : $\alpha_0 = f(\xi)$. При этом следует рассматривать варианты подачи среды на тарелку и под тарелку клапана.

Обработка данных по фрагментации потоков жидких сред через затворы клапанов позволяет отметить ряд особенностей. При подаче среды на тарелку (по износу герметизатора тарелки) и при подаче среды под тарелку (по износу герметизатора седла) можно принять составляющую $\Delta h_{\text{г.а}}$ межконтактного пространства равной нулю. Это правомочно, поскольку угол атаки не превышает 5°, т.е. износ минимален.

Эмпирическое выражение для расчета угла атаки клапанной арматуры

$$\alpha_0 = 20\sqrt{\xi}\,.$$

Средние значения ξ и α_0 составляют: для проходной запорной арматуры $\xi = 4$ и $\alpha_0 = 40{,}0°$; угловой – $\xi = 1{,}25$ и $\alpha_0 = 24{,}1°$; прямоточной – $\xi = 0{,}75$ и $\alpha_0 = 16{,}9°$.

Правомочность сопоставления составляющей $\Delta h_{\text{г.а}}$ межконтактного пространства в затворе с интенсивностью абразивного изнашивания основывается на неравномерном износе герметизаторов по периметру затвора. В связи с этим и расчетный угол атаки α_0 является средним. С учетом принятых допущений $\Delta h_{\text{г.а}}$ для металлических герметизаторов

$$\Delta h_{\text{г.а}} = \frac{1{,}75\rho_{\text{г}}\rho_{\text{ч}}^{3,4}}{e_0^2}\,\frac{1+k'f}{1-k'f}\left(\frac{\sin\alpha_0}{\sqrt{C\sigma_{\text{т}}}}\right)^{7/2}(\text{ctg}\alpha_0 - f)\,\text{v}_0^{9/2}\,t_{\text{о.з}}\,,$$

где $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{ч}}$ – соответственно плотность изнашиваемого герметизатора и абразивных частиц; e_0 – относительная деформация герметизатора (близка по значению относительному удлинению при разрыве); f – коэффициент трения скольжения (безразмерный); k' – приведенный коэффициент восстановления; C – коэффициент формы абразивных частиц (для сферических частиц $C \approx 3$); $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала герметизатора.

В табл. 3.2.2 приведены коэффициенты эрозионной стойкости деталей энергетической арматуры, работающих в условиях больших скоростей рабочей среды [14].

Таблица 3.2.2

Детали проточной части арматуры	Материал деталей	Коэффициент эрозионной стойкости относительно стали 12Х18Н10Т	Допускаемый перепад давления, МПа
Корпус, патрубки, седло, шибер	25 (25Л) 20	0,0055	0,022
Шток, золотник, седло	30Х13	0,258	1,0
Шток	14Х17Н2	0,74	2,95
Уплотнительные поверхности седла и шибера	ХН80СР2 ЦН-6 (Х16Н7С5)	0,83 0,90	3,32 3,6
Корпус, патрубки, шток, шибер, седло, защитные рубашки	12Х18Н10Т	1,0	4,0
Уплотнительные поверхности деталей затвора	ЦН-12 (Х16Н9СМ4Г4Б) ЦН-2 (Х30К6084)	1,12 1,44	4,5 5,75
Корпус, патрубки, шток	ВТ1-0	2,44	9,75

Расчет приращения $\Delta h_{ф.к}$ при фреттинг-коррозии герметизаторов. Изнашивание герметизаторов в результате фреттинг-коррозии характерно для концевой запорной арматуры, когда при постоянно закрытом затворе происходит разрушение контактирующих герметизаторов.

На рис. 3.2.3 схематично отображены стадии разрушения при фреттинг-коррозии. Первоначальное контактирование герметизаторов происходит в отдельных точках, сумма которых характеризует фактическую площадь контакта.

Вибрации технологических систем, в состав которых входит арматура, приводят к малым колебательным перемещениям герметизаторов относительно друг друга. Амплитуда колебаний составляет 0,025 ... 2,5 мкм, при этом средняя относительная скорость движения $v_{ср}$ контактирующих

поверхностей невелика. Как результат, при вибрации окисные пленки в зоне фактического контакта разрушаются, образуются впадины.

Процесс разрушения представляет собой диспергирование поверхности без удаления продуктов износа. Впадины постепенно увеличиваются в размерах и сливаются в одну общую.

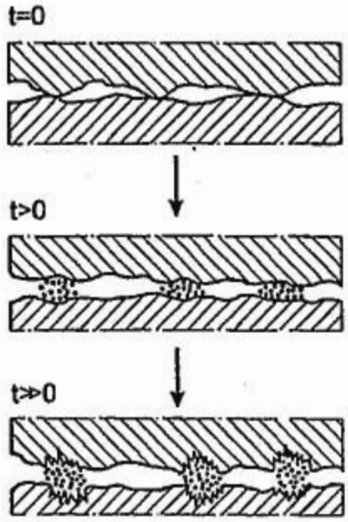


Рис. 3.2.3. Стадийная схема механизма разрушения герметизаторов при фреттинг-коррозии

Дополнительным источником повреждения поверхностей может являться местное "схватывание" сопряженных герметизаторов. Цепи атомов вначале искажаются при скольжении, а затем разрываются, что приводит к отрыву отдельных атомов от кристаллической решетки и служит источником зарождения усталостных трещин. Отдельные трещины сливаются, и происходит откалывание кусочков металла. При этом процессы, протекающие при фреттинг-коррозии, приводят к интенсивному изменению высоты $h_к$ межконтактного пространства.

Согласно законам изнашивания и условиям касания приращение высоты межконтактного пространства в затворе при фреттинг-коррозии герметизаторов $\Delta h_{ф.к}$

$$\Delta h_{ф.к} = P \frac{v_{ср} k}{\pi d_{ср} b_т} \left(1 + \frac{6A}{b_т}\right) t_{з.з},$$

где $t_{з.з}$ – время нахождения затвора в закрытом положении; $d_{ср}$, $b_т$ – средний диаметр и конструктивная ширина уплотнения в затворе; k – коэффициент, учитывающий материал уплотнений затвора; A – амплитуда колебаний.

Анализ выражения для $\Delta h_{ф.к}$ показывает, что степень повреждения герметизаторов при фреттинг-коррозии линейно зависит от амплитуды колебаний A и контактного давления $q_г$.

Предложенные зависимости для расчета геометрических параметров межконтактного пространства позволяют определить утечку среды с учетом конструкции затвора, а по составляющим $\Delta h_{мп}$, $\Delta h_{г.а}$ и $\Delta h_{ф.к}$ связать с условиями эксплуатации арматуры.

3.2.2. Выборочная оценка работоспособности затворов арматуры

Этап предусматривает реализацию метода системной оценки работоспособности затворов, использование методик и средств с получением расчетных и графических зависимостей, подтверждающих возможность применения оцениваемого объекта в качестве целевой арматуры.

Метод системной оценки работоспособности затворов целевой арматуры предусматривает:

– выбор стадий последовательного формирования уровня показателя–определителя работоспособности затвора, выявление этапных показателей–определителей каждой стадии и анализ их взаимосвязи по стадиям;

– установление конструктивных, технологических, эксплуатационных параметров, определяющих уровень этапного показателя–определителя стадии; организацию, проведение и обработку экспериментальных данных по оценке влияния параметров на этапный показатель–определитель;

– обеспечение этапной преемственности стадий по показателям–определителям стадий при формализации комплексной экспериментальной модели и оценке (выборе) оптимального варианта конструкторско-технологического обеспечения по показателю–определителю эксплуатационной ситуации.

Исследования фактической герметичности затворов Q новой или восстановленной арматуры показали, что затворы одинаковых конструктивных исполнений имеют большое рассеяние по утечке, что обусловило введение 100 %-ного контроля арматуры на герметичность затвора для целевой арматуры.

Одним из основных направлений обеспечения характеристик эксплуатационной ситуации по конструктивным параметрам и точности затворов арматуры следует считать использование явления технологической наследственности.

Допуски на изготовление герметизаторов затворов из коррозионностойких сталей и сплавов, а также полимеров составляют от сотых долей до нескольких микрометров. В этих условиях наследственные погрешности оказываются соизмеримыми с допусками и могут превышать их, что указывает на важность учета совокупности технологических операций (особенно при ремонте), выявление связи и взаимосвязи показателей-определителей, создаваемых на предшествующих и последующих стадиях (операциях).

Показатели–определители F_i стадий изготовления и эксплуатации формируются из числа функциональных конструктивных параметров и

точности изготовления. При этом на стадиях формирования качества герметизаторов решающее значение обычно имеют параметры материала: остаточные напряжения (знак, среднее значение, закон распределения по глубине), показатели твердости (среднее значение, законы распределения по периметру и ширине герметизатора). На стадиях финишной обработки и сборки герметизаторов – геометрические параметры качества поверхностей (шероховатость, волнистость, отклонения формы и расположения) и конструктивные (определители геометрии герметизаторов). На стадиях хранения и циклической наработки – комплексы параметров геометрических и материала: сближение по параметрам качества поверхностей, внедрение по конструктивным параметрам.

Установление параметров S_i, определяющих уровень стадийного показателя–определителя F_i, должно основываться на принципе Парето [26]. Для стадии изготовления предпочтение должно отдаваться технологическим параметрам операций получения заготовок герметизаторов и их формообразования, получения герметизаторов как сборочных единиц и их формообразования по герметизирующим поверхностям, сборки герметизаторов в затвор и их испытания. Для стадии эксплуатации установление параметров диктуется характеристиками эксплуатационной ситуации по хранению арматуры, циклической наработке затвора.

Организация эксперимента, его проведение и обработка опытных данных по каждой стадии должны основываться на методах оптимального планирования экспериментов, в частности с использованием ортогональных планов, позволяющие при минимальных трудовых и материальных затратах оценить взаимосвязи.

При получении частных выражений системы, базирующейся на теории графов, широко используемой при исследованиях технологической наследственности, важно обеспечение преемственности стадий по показателям-определителям. Оценка работоспособности затворов запорной арматуры целевого назначения в основном сводится к построению последовательных или разветвленных по стадиям графов (рис. 3.2.4).

С учетом ограничений экспериментальная математическая модель охватывает все исследованные стадии во взаимосвязи и в общем виде может быть представлена как

$$R = \varphi(F_0,\ F_1,\ F_2,\ ...,\ F_m)$$

$$\text{или} \quad R = f(F_{\text{I}},\ F_{\text{II}},\ ...,\ F_N),$$

где R – показатель–определитель работоспособности затвора.

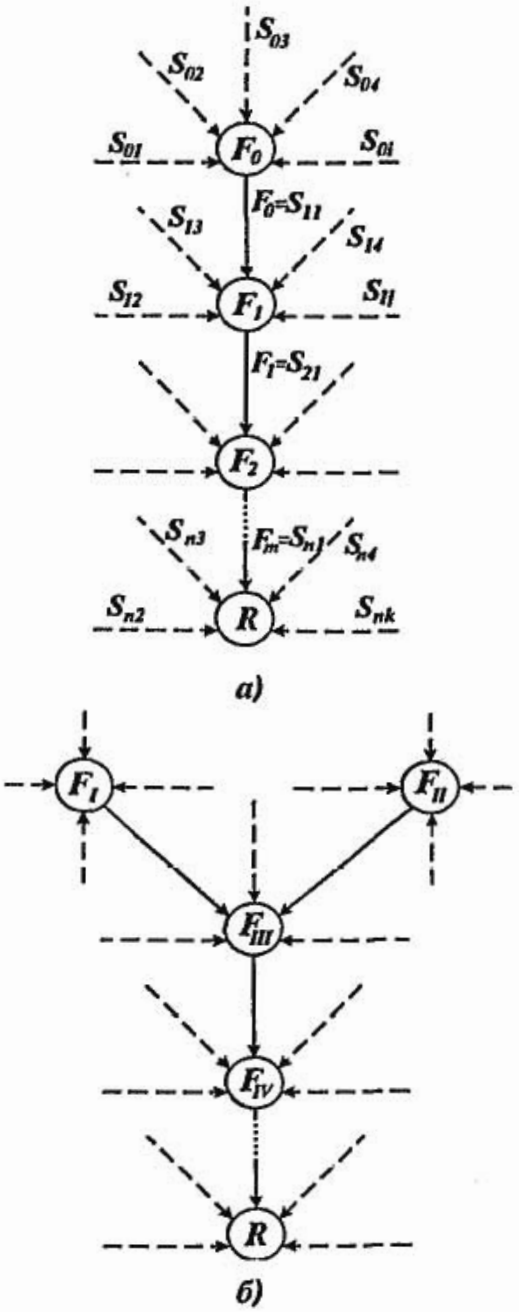


Рис. 3.2.4. Графы оценки работоспособности затворов арматуры целевого назначения:
а – стадийно-последовательный;
б – стадийно-разветвленный

При оценке теоретической модели конструкторского обеспечения качества затворов арматуры в уравнение для R подставляем зависимости, характеризующие взаимосвязь показателей–определителей стадий.

При анализе теоретической модели технологического обеспечения качества затворов арматуры в уравнение для R, уточненное зависимостями вида F_i, вводим выражения, связывающие показатели-определители и параметры начальных стадий.

Таким образом, методика системной оценки работоспособности затворов арматуры целевого назначения может рассматриваться как одно из направлений эксплуатационного обеспечения качества, базирующееся на системном подходе.

Методики и средства оценки работоспособности должны базироваться на системных испытаниях (рис. 3.2.5) [27]. Выделим из системы испытания на:

– герметичность затвора арматуры;

– надежность арматуры;

– ресурс арматуры.

Цель испытаний на герметичность затвора – обеспечение стандартных требований к запорной арматуре общепромышленного назначения по ГОСТ 9544-93. Испытания модели герметичности предусматривают оценку применимости базовых моделей расчета утечек во взаимосвязи с конструктивными параметрами, параметрами материала и точностью герметизаторов затворов.

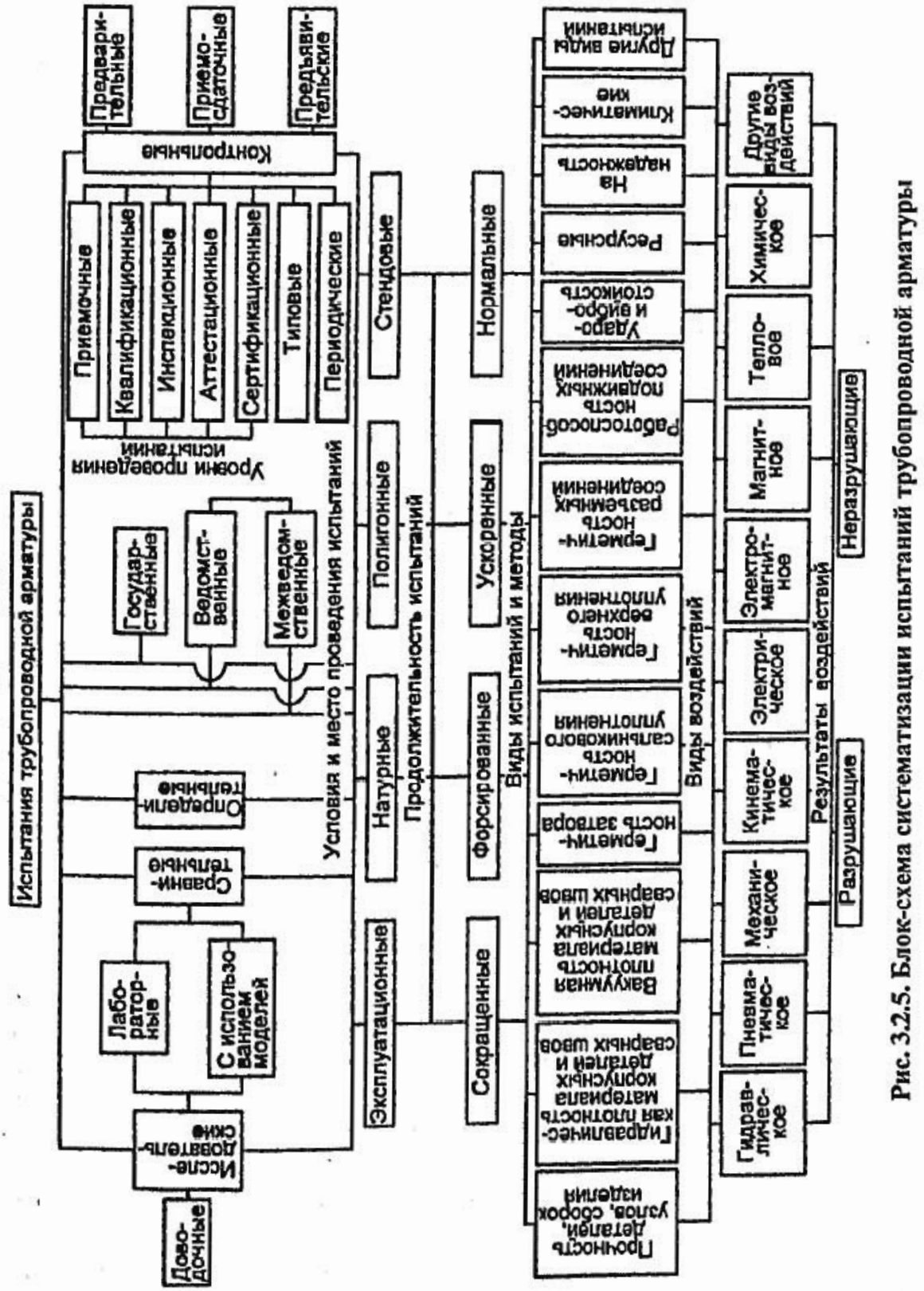


Рис. 3.2.5. Блок-схема систематизации испытаний трубопроводной арматуры

Цель испытаний на надежность [26] – обеспечение безотказной работы трубопроводной арматуры при действии на нее комплекса внутренних и внешних воздействий, возникающих в трубопроводе и вне его при эксплуатации технологических систем, агрегатов и установок.

Задачей испытаний является экспериментальное определение показателей надежности арматуры при действии или моделировании комплекса внутренних и внешних воздействий.

Испытания проводят в заданных условиях. Они характеризуются основными параметрами рабочей, управляющей и окружающей среды (давлением, температурой, влажностью, расходом и т.д.). К этим параметрам при испытаниях предъявляются более высокие требования, чем указаны в технических условиях или в задании на проектирование. В отдельных случаях допускается снижение параметров испытательной среды по сравнению с рабочими параметрами изделия, что вызвано ограниченными возможностями стендового оборудования.

При испытаниях могут быть использованы все виды внутренних и внешних воздействий (гидравлические, пневматические, механические, электрические, климатические и т.д.). Полнота воздействующих факторов определяется нормативно-технической документацией на конкретный тип изделия и во многом зависит от глубины знания физических процессов, происходящих в изделии и его составных элементах во время эксплуатации.

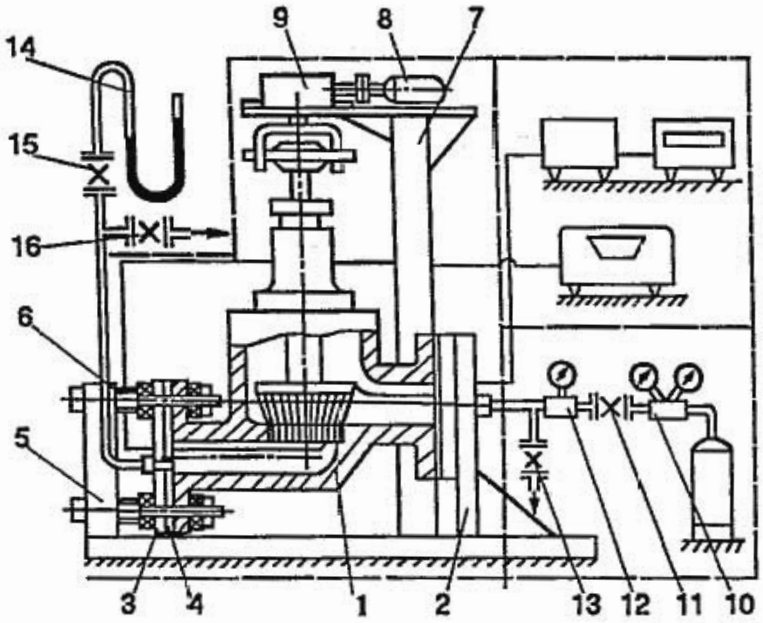
Цель ресурсных испытаний [27] – обеспечение заданной долговечности трубопроводной арматуры при воздействии на нее полного комплекса внутренних и внешних нагрузок, возникающих в трубопроводе и вне его при эксплуатации технологических систем, агрегатов и установок.

Задачей испытаний является экспериментальное установление показателей долговечности трубопроводной арматуры при действии или моделировании комплекса внутренних и внешних воздействий.

К ресурсным испытаниям арматуры относятся испытания на отказ, связанные с накоплением износных повреждений. Как и испытания на надежность, ресурсные испытания проводят применительно к заданным условиям. Выделяют два условия – нормальные и ускоренные. По назначению ресурсные испытания могут быть использованы как определительные, оценочные, сравнительные, исследовательские, типовые и т.д.

Средства оценки работоспособности предусматривают разработку, изготовление и аттестацию стендов для испытания. В табл. 3.2.3 представлены отдельные стенды (установки), а в табл. 3.2.4 – основные методы количественной оценки утечки.

Таблица 3.2.3

Вид испытаний	Схема стенда (установки)
Испытания на герметичность затвора и внешние монтажные воздействия	 D_y 20 … 300 мм, p_y 0,1 … 2,5 МПа [26], максимальный крутящий момент 25 Н·м *1* – испытуемый клапан; *2, 5* – стойки; *3* – заглушка; *4* – прокладка; *6* – силовой винт; *7* – кронштейн; *8* – электродвигатель; *9* – редуктор; *10* – редуктор давления; *11* – клапан подачи среды; *12* – манометр; *13* – клапан сброса давления; *14* – дифманометр; *15* – клапан; *16* – клапан сброса утечек

Окончание табл. 3.2.3

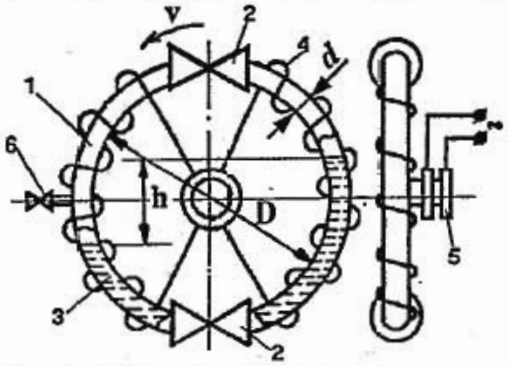
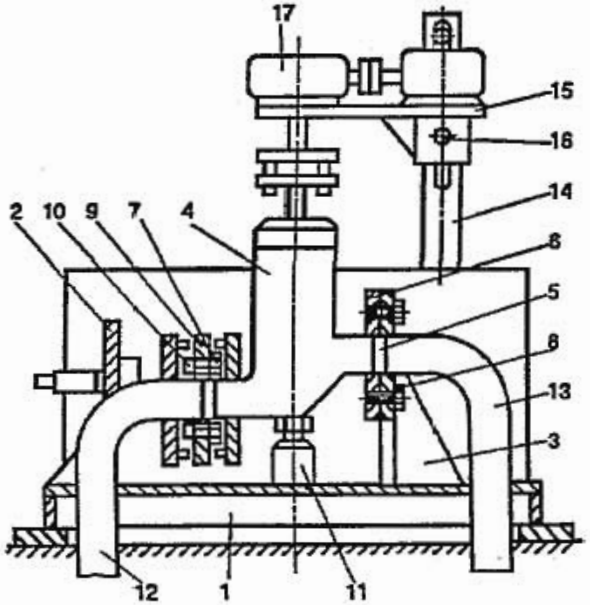
Вид испытаний	Схема стенда (установки)
Испытания на надежность (на воздействия среды)	 $D \geq 2h$, $d > D_y$, линейная скорость v вращения контура до 2 м/с *1* – контур; *2* – испытуемая арматура; *3* – рабочая жидкость; *4* – электроспираль; *5* – контактные кольца; *6* – клапан
Испытания на циклическую наработку	 *1* – станина [26]; *2*, *3* – опорные стойки; *4* – испытуемая арматура; *5* – полукольца; *6*, *7* – вспомогательные фланцы; *8*, *10* – винты; *9* – фланец; *11* – стакан; *12*, *13* – трубы; *14* – стойка; *15* – основание; *16* – труба; *17* – электропривод

Таблица 3.2.4

Метод испытаний	Принцип испытания
Воздушный (по падению давления)	Изделие находится под внутренним давлением воздуха. Плотность определяется по падению давления в отсеченной полости арматуры
Гидравлический	В изделие подается вода под давлением. Контроль плотности проводится по появлению течи или потения
Воздушный (с погружением в воду)	Изделие находится под внутренним давлением воздуха и погружается в емкость с водой. Плотность контролируется по появлению пузырьков воздуха
Воздушный (с помощью пенообразующего вещества)	Изделие находится под внутренним давлением воздуха. Контролируемые участки покрыты тонким слоем пенообразующего вещества. Плотность определяется по образующимся пузырькам
Галогенный	В изделие подается под небольшим избыточным давлением галоген (например, фреон). Утечки контролируют специальным щупом-улавливателем, которым обследуется наружная поверхность арматуры
Гелиевый	Принцип тот же, что и вышеуказанный, только в изделие подается гелий
Гелиевый (в камере)	Внутри изделия создается вакуум. Изделие помещается в камеру, в которой находится гелий под давлением. Наличие гелия в изделии определяется с помощью гелиевого течеискателя

Оценка модели утечки через исходное межконтактное пространство в затворе. Качество перекрытия потока характеризуется утечкой среды через затвор запорной арматуры.

Утечка среды через затвор Q в i-й момент времени определяется комплексом параметров.

Выбор исследуемых факторов из числа параметров-определителей зависит от цели экспериментальной оценки адекватности модели межконтактного пространства.

Из анализа зависимостей для расчета составляющих межконтактного пространства (см. гл. 2) следует, что общими и не зависящими от эксплуатационной ситуации по режиму работы затвора являются геометрические параметры межконтактного пространства, характеризующие его при времени эксплуатации $t_э = 0$. В процессе эксплуатации (при $t_э > 0$) затворов в целом имеет место коррозионно-механическое изнашивание герметизаторов. При этом вклад коррозионной и механической составляющих неодинаков и существенно зависит от эксплуатационной ситуации по режиму работы затвора и степени агрессивности среды.

В этой связи оценка адекватности базовой модели межконтактного пространства осуществлялась по утечке воздуха – испытательной среды, регламентированной ГОСТ 9544-93, а при оценке рабочих моделей – по утечке рабочих сред, используемых в технологических системах установок. При этом для базовой модели целесообразен охват наиболее часто реализуемых эксплуатационных ситуаций, а для рабочих моделей – прежде всего наиболее неблагоприятных по коррозионно-механическому воздействию эксплуатационных ситуаций конкретного производства.

Из группы параметров–определителей эксплуатационной ситуации по температуре среды (по ГОСТ 9544-93) диапазон составляет от 5 до 40 °С. По условному давлению среды на $p_y < 1{,}0$ МПа, по данным Р.И. Тавастшерны, приходится свыше 75 % массы труб промышленных трубопроводов. Поэтому для базовой эксплуатационной ситуации по p_y принят интервал варьирования от 0,1 до 1,0 МПа.

Из группы размерных параметров–определителей периметра уплотнения наиболее характерным выступает диаметр условного прохода D_y. При этом, по данным Научно-промышленной ассоциации арматуростроителей (НПАА), на $D_y < 100$ мм приходится 80 % выпускаемой арматуры клапанного типа. Поэтому для базовой эксплуатационной ситуации принят интервал D_y от 3 до 100 мм.

По размерным параметрам–определителям ширины контакта целесообразно выделение конструктивной ширины затвора и оценка влияния $b_т$ на герметичность.

Для эксперимента использовались промышленные образцы клапанов с герметизаторами из коррозионно-стойкой стали при конструктивной ширине плоских герметизаторов $b_т = 0{,}5 \ldots 4$ мм. По высотным показателям–определителям контакта управляемым параметром выступает

исходная (технологическая) высота межконтактного пространства $h_т$. Герметизаторы тарелки и седла обрабатывались по единой технологии (финишная операция обработки привалочных поверхностей герметизаторов – притирка) и комплектовались из условия, чтобы параметры шероховатости *Ra*, волнистости *Wz* и отклонение формы ΔФ привалочных поверхностей в сумме не превышали принятых значений $h_Т < 2$ мкм. Отклонение расположения осей тарелки и седла исключалось свободной фиксацией тарелки на штоке привода затвора.

В табл. 3.2.5 приведены уровни и значения варьируемых факторов, а в табл. 3.2.6 – принятые по уровням значения параметров точности герметизаторов.

Основываясь на методике дробного факторного эксперимента, проведены опыты (при трехкратных параллельных повторах) по фиксации утечки воздуха через затвор каждой исследуемой арматуры.

Таблица 3.2.5

Исследуемые факторы (параметры)	Значения факторов			
Диаметр условного прохода затвора $D_у$, мм	25	50	65	100
Условное давление среды $p_у$, МПа	0,1	0,25	0,4	0,63
Конструктивная ширина герметизатора затвора $b_т$, мм	0,5	1,0	2,0	4,0
Технологическая высота межконтактного пространства в затворе $h_т$, мкм	1,0	1,25	1,50	1,75

Таблица 3.2.6

Значения фактора $h_т$, мкм	Параметры тарелки/седла затвора		
	ΔФ, мкм	*Wz*, мкм	*Ra*
1,00	0,4/0,6	0,08/0,12	0,060/0,100
1,25	0,6/0,6	0,18/0,12	0,100/0,100
1,50	0,8/0,6	0,28/0,12	0,140/0,100
1,75	1,0/0,6	0,38/0,12	1,180/0,100

Результаты экспериментальных исследований (см. рис. 2.3.10) показывают, что утечка прямо пропорциональна диаметру условного прохода $d_к$. Подтверждено для принятой модели утечки, что она изменяется обратно пропорционально конструктивной ширине затвора и характеризуется кубической зависимостью по высоте межконтактного пространства.

Оценка работоспособности полимерного герметизатора ножевого затвора. С целью конструкторского, технологического и эксплуатационного обеспечения качества затворов клапанов ножевого типа используют герметизаторы из поликарбоната взамен фторопластовых для технологических кислородопроводов.

Характеристики определенной техническим заданием эксплуатационной ситуации следующие: $[Q_ф] = 6{,}0$ см^3/мин – норма функциональной герметичности затвора; $[N_ц] = 1 \cdot 10^3$ циклов – норма ресурса затвора по циклической наработке; $t_{хр} = 720$ часов – норма ресурса затвора по времени хранения; $p_{ср} = 2{,}0$ и $6{,}0$ МПа – давление среды; $t_{ср} = -50 \ldots +100$ °С – температура среды при циклической наработке; $t_{ср.хр} = -50 \ldots +50$ °С – температура окружающей среды при хранении; $P_{хр} = 50$ Н – сила поджатия герметизаторов затвора при хранении. Геометрические параметры $\alpha_т$, $h_т$, $g_т$ базового исполнения герметизаторов клапана приведены на рис. 3.2.6.

Анализ стадий изготовления, хранения и эксплуатации с позиций формирования герметичности по утечке Q затвора определяет выбор следующих технологических операций: получение прутковой заготовки из поликарбоната литьем под давлением, формообразование кольцевых заготовок герметизаторов резанием, получение герметизаторов обработкой давлением, формообразование привалочной поверхности герметизаторов точением, сборка затворов по методу полной взаимозаменяемости, хранение затвора при климатической температуре, циклическая наработка затвора при заданном давлении кислорода.

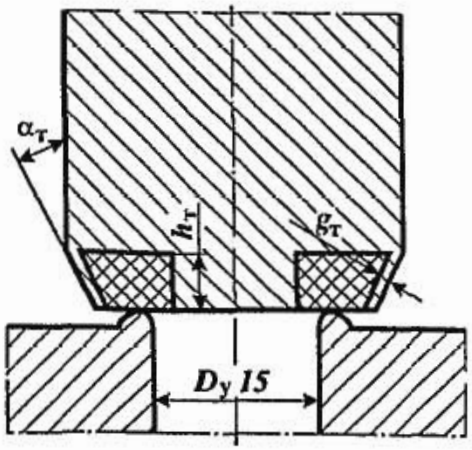


Рис. 3.2.6. Герметические параметры базового варианта клапана

По результатам анализа выбранных технологических операций показателями–определителями стадий приняты: τ_{max_1} – максимальное касательное напряжение в кольцевой заготовке герметизатора из поликарбоната; $\tau_{max_{об}}$ – максимальное касательное напряжение в обжатом

герметизаторе тарелки затвора; Ra – параметр шероховатости обточенной привалочной поверхности герметизатора тарелки; $h_в$ – внедрение ножа металлического герметизатора седла в герметизатор тарелки; $h_{в.хр}$ – остаточное внедрение герметизаторов при хранении затвора; $Q(t)$ – утечка при циклической наработке ножевого затвора с герметизатором из поликарбоната.

При этом конструктивными, технологическими и эксплуатационными параметрами показателей-определителей стадий являлись: для $\tau_{max_{об}}$ – угол обжатия герметизатора $\alpha_т$, глубина заделки герметизатора $h_т$, толщина обжимающей герметизатор части тарелки $g_т$; для Ra – скорость резания v, подача резца S, передний угол резца γ; для $h_в$ – сила поджатия герметизаторов при хранении $P_{хр}$, Ra и τ_{max} ($\tau_{max} = \tau_{max_з} + \tau_{max_{об}}$); для $h_{в.хр}$ – температура хранения $t_{ср.хр}$, время хранения $t_{хр}$ и $h_в$; для $Q(t)$ – количество циклов $N_ц$, температура эксплуатации $t_{ср}$ и $h_{в.хр}$. Граф оценки работоспособности и принятые кодовые и натуральные значения параметров приведены в табл. 3.2.7.

Для реализации исследований был изготовлен имитатор затвора, позволяющий оценить напряжения в обжатом герметизаторе методом фотоупругости, а также стенд для хранения и циклической наработки имитатора затвора.

По результатам системного исследования получены комплексная и частные (стадийные) экспериментальные модели, оценка которых проводилась по известным критериям.

Комплексная экспериментальная модель первого вида

$$Q(t) = f(t_{ср},\ N_ц,\ h_{в.хр})$$

выступает моделью функционирования ножевого затвора с полимерным герметизатором и служит посылкой к регламентации норм герметичности затвора.

Комплексная экспериментальная модель второго вида

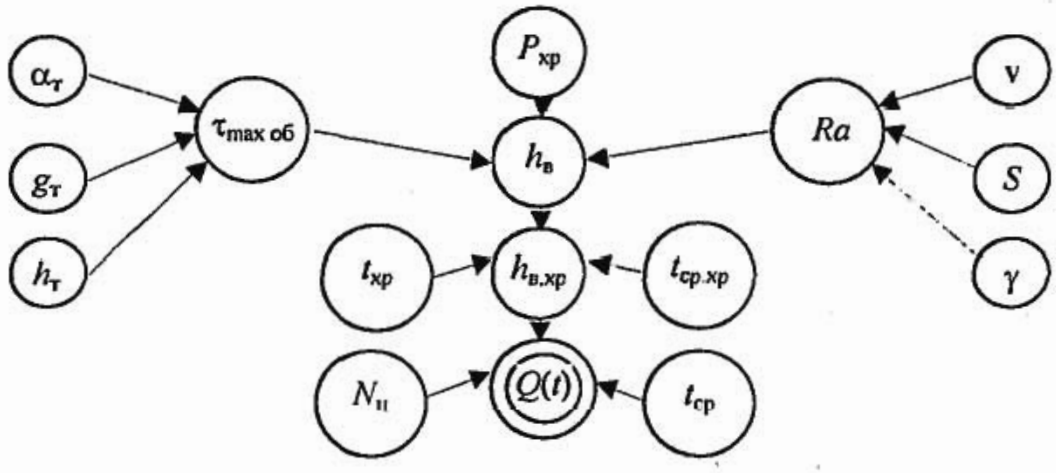
$$h_{в.хр} = 11{,}3(1 - 0{,}018 t_{хр}) -$$

$$-(1 - 0{,}001\, t_{ср.хр})\,[1 + 2{,}57\,(4{,}42\, P_{хр} + 1)\,(0{,}46 Ra + 1)\,(1 - 0{,}07\, \tau_{max})]$$

служит критерием оценки адекватности моделей расчета параметров и точности герметизаторов затворов и может быть использована при установлении основных размеров и допусков герметизаторов.

Таблица 3.2.7

Общий вид графа технологической наследственности



S^1	$\tau_{max\ об}$, МПа			S^2	Ra, мкм		
	0	1	2		0	1	2
$\alpha_т$, °	5	10	15	v, м/мин	30	60	90
$g_т$, мм	1	2	3	S, мм/об	0,04	0,08	0,16
$h_т$, мм	3,6	3,8	4	γ, °	7	20	38

S^3	$h_в$, мкм				
	0	1	2	3	4
$P_{хр}$, Н	13	23	33	43	53
τ_{max}, МПа	3,5	5	6,5	6,5	11
Ra, мкм	0,2	0,2	0,62	0,62	2,2

S^4	$h_{в.хр}$, мкм			S^5	$Q(t)$, см^3/мин		
	0	1	2		0	1	2
$t_{ср.хр}$, К	323	273	263	$N_ц$, цикл	500	750	1000
$t_{хр}$, сут	15	25	35	$t_{ср}$, К	373	298	223
$h_в$, мкм	8	25	53	$h_{в.хр}$, мкм	5	15	30

Частные экспериментальные модели

$$\tau_{max} = 0{,}018(0{,}132 d_т + 1)(0{,}557 h_т - 0{,}07 h_т^2 - 1)(1 - 0{,}106 g_т);$$

$$Ra = 15{,}24(1 - 0{,}008\,v)(1 - 0{,}12 S)$$

могут использоваться для оценки адекватности моделей расчета технологических параметров изготовления герметизаторов затворов. Графические зависимости по отдельным стадиям приведены на рис. 3.2.7.

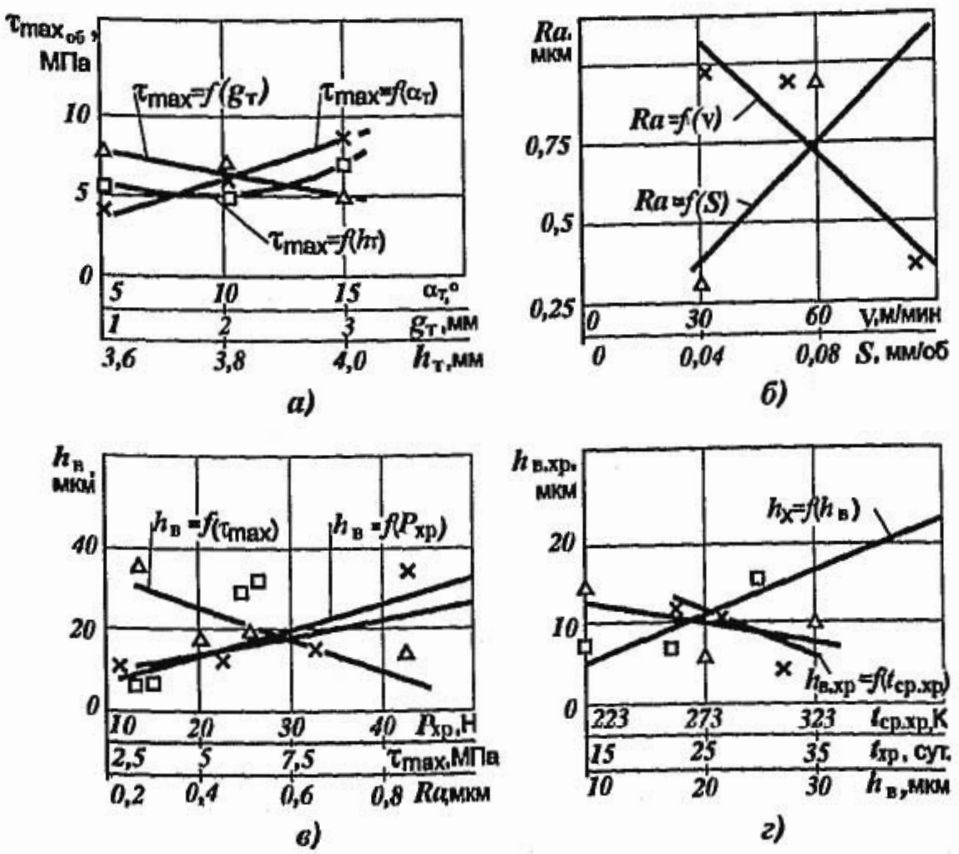


Рис. 3.2.7. Графики влияния параметров на показатели–определители стадий:
а – конструктивных параметров $\alpha_т$, $g_т$ и $h_т$
на стадийный показатель–определитель $\tau_{max\,об}$;
б – технологических параметров режима резания v и S на стадийный показатель Ra;
в – сборочного параметра $P_{хр}$ и показателей $\tau_{max\,об}$ и Ra на стадийный показатель $h_в$;
г – эксплуатационных параметров $t_{хр}$ и $t_{ср.хр}$ и показателя $h_в$
на показатель–определитель $h_{в.хр}$

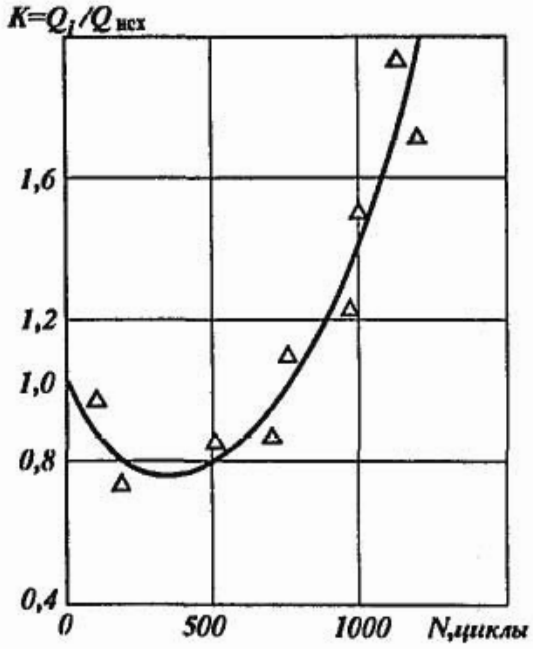


Рис. 3.2.8. Изменение утечки среды от числа циклов срабатывания затвора запорного клапана

Оценка работоспособности стыкового затвора арматуры по утечке и параметрам точности [27]. При оценке за критерии работоспособности затвора принята циклическая наработка. Измерение утечки Q_i производилось через каждые 250 циклов нагружения затвора. Исследования велись до превышения утечки над исходным уровнем $Q_{исх}$ в 2 раза.

На рис. 3.2.8 представлено изменение относительной утечки от числа циклов нагружения затвора. Из графика видно, что на первом этапе циклической наработки происходит интенсивное уменьшение утечки, вызванное уменьшением зазора между уплотнениями вследствие их сближения. На втором этапе изменение утечки происходит не столь интенсивно, так как уменьшение зазоров в результате сближения поверхностей уплотнений приблизительно равно увеличению зазоров от износа уплотнений. На третьем этапе происходит интенсивное увеличение утечки вследствие увеличения зазоров из-за износа уплотнений.

Уплотнительные поверхности герметизаторов затвора перед началом испытаний и через каждые 500 циклов наработки аттестовывали по отклонению взаимного расположения осей γ, отклонениям формы ΔФ, волнистости W_{max} и параметра шероховатости Ra. Аттестацию уплотнительных поверхностей затвора клапана проводили стандартными и специальными контрольно-измерительными приборами, причем измерение волнистости и шероховатости вели по 12 зонам контактирования. Количество этих зон связано с характером отклонений формы и взаимного расположения.

Утечка среды через затвор оценивалась дифманометром, при этом испытательная среда подавалась под клапан с избыточным давлением 0,6 МПа. В качестве критерия износа принято превыщение утечки Q_i над исходной $Q_{исх}$.

Испытания проводились при минимальном силовом замыкании затвора (силе, достаточной для получения утечки среды, не превышающей

нормированный уровень герметичности) в условиях координированного контакта, т.е. при максимальной площади контактирования уплотнительных поверхностей.

В результате проведенных испытаний были получены данные, представленные на рис. 3.2.9. Вместе с изменением утечки изменяются и параметры точности, выраженные отношениями исходных значений соответствующих отклонений к их текущим значениям:

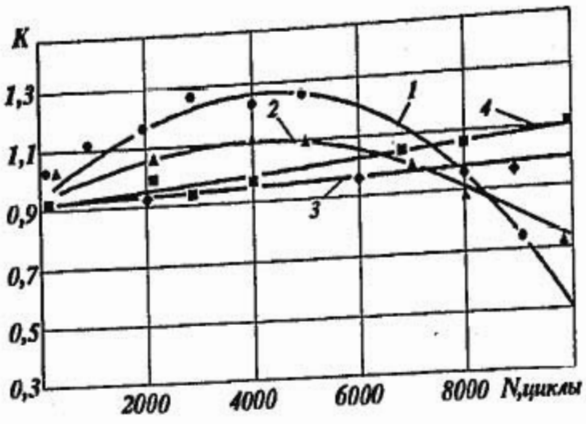


Рис. 3.2.9. Изменение относительной шероховатости (*1*), волнистости (*2*), отклонений формы (*3*) и взаимного положения (*4*) при циклической наработке плоского затвора запорного клапана

$$K_1 = \frac{\gamma_{\text{исх}}}{\gamma_i};\ K_2 = \frac{\Delta\Phi_{\text{исх}}}{\Delta\Phi_i};\ K_3 = \frac{W_{\max\text{ исх}}}{W_{\max i}};\ K_4 = \frac{Ra_{\text{исх}}}{Ra_i}.$$

3.2.3. Входной контроль арматуры целевого назначения

Основным видом контроля специальной и общепромышленной технической арматуры, удостоверяющим ее годность для эксплуатации, является гидравлическое испытание на прочность деталей, плотность металла и герметичность.

Гидравлические испытания обязательны при создании и ремонте арматуры. Испытания подразделяют на два основных вида: испытания на прочность и плотность металла и испытание на герметичность элементов арматуры (затвора, сальника, фланцев, разъемных соединений корпуса). Продолжительность каждого испытания регламентируется стандартами и техническими условиями. Арматуру обычно испытывают на прочность и плотность при пробном давлении $p_{\text{пр}}$ с полным удалением из полости арматуры воздуха при 20 °С в открытом положении с заглушенными проходными отверстиями. Литые детали простукивают свинцовым или медным молотком массой до 1 кг для лучшего выявления утечек.

Общепромышленную арматуру на герметичность затвора по ГОСТ 9544-93 проверяют испытанием нового или отремонтированного изделия гидравлическим давлением воды, равным $1{,}1p_{\text{у}}$. Давление созда-

ется с одной стороны, с противоположной производится осмотр или количественная оценка утечки, затем давление создают с другой стороны, а с противоположной производят оценку утечки. Погрешность измерений утечки не должна превышать ±0,01 см^3/мин – для утечек до 0,1 см^3/мин; ±5 % – для утечек свыше 0,1 см^3/мин.

Специальная арматура испытывается по стандартным методикам или по особым техническим условиям. Энергетическую арматуру высоких параметров испытывают по своим методикам, допускающим для отдельных ее видов применение и других методов испытаний (см. табл. 3.2.4).

Арматуру, предназначенную для светлых нефтепродуктов (керосина, бензина) и работающую при $t > 120$ °С испытывают керосином при давлении, равном p_y. Арматуру, снабженную приводами, дополнительно испытывают на плотность перекрытия приводом. Арматуру, предназначенную для воздуха и других газообразных сред, испытывают воздухом при давлении равном p_y. Используют также методику испытания на герметичность затвора общепромышленной и специальной арматуры воздухом давлением 0,6 МПа.

Входной контроль арматуры. ***Для арматуры целевого назначения***, как и для всей арматуры трубопроводов первой категории, должны проводиться входные гидравлические испытания на прочность и плотность независимо от наличия паспорта и срока хранения. Ревизия арматуры целевого назначения повышает показатели безопасности и надежности технологической системы, в которой она будет смонтирована.

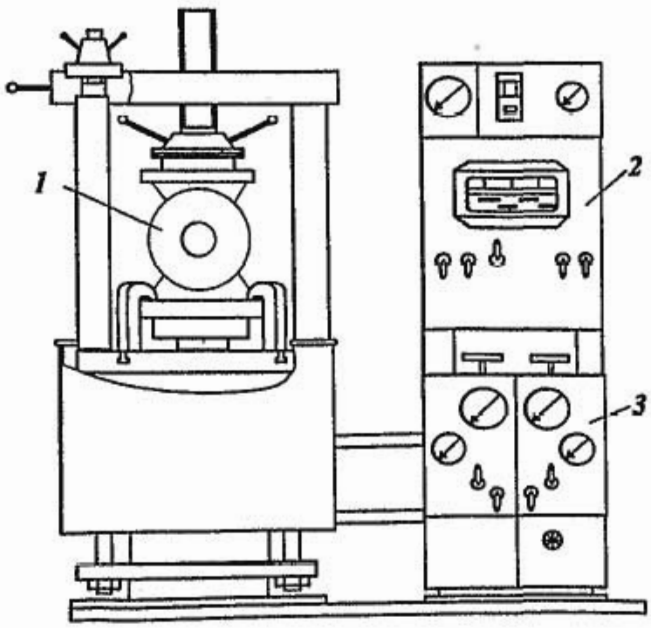


Рис. 3.2.10. Испытательный стенд ИСУ-1:
1 – испытываемое изделие;
2 – пульт управления испытаниями;
3 – насосная станция

Таблица 3.2.8

Арматура	Испытательный стенд	Параметры изделий
Энергетическая	ИСУ-1Д универсальный для бесфланцевых клапанов и задвижек	Клапаны D_y 10 ... 65 мм, p_y = 4,0 ... 45 МПа Задвижки D_y 50 ... 200 мм, p_y = 4,0 ... 24 МПа
Фланцевая и энергетическая	ИСУ-1В универсальный механизированный для фланцевых и бесфланцевых клапанов и задвижек	Клапаны и задвижки D_y 10 ... 100 мм при p_y = 1,0 ... 45 МПа D_y 100 ... 125 мм при p_y = 1,0 ... 24 МПа D_y 150 ... 200 мм при p_y = 1,0 ... 12 МПа D_y 250 ... 300 мм при p_y = 1,0 ... 6,3 МПа

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС" г. Пенза.

Для проведения входного контроля арматуры целевого назначения и арматуры трубопроводов первой категории предлагается стендовая база (табл. 3.2.8, рис. 3.2.10).

3.2.4. Монтаж арматуры целевого назначения

Специальная и общепромышленная арматура, как элемент, работающий под давлением в трубопроводных системах, претерпевает значительные деформации корпусных деталей под действием усилий компенсации и нагрузок со стороны трубопровода. С этих позиций качество монтажа арматуры при сборке элементов технологических систем установок существенно влияет на эксплуатационную герметичность, надежность и безопасность арматуры целевого назначения.

Правила монтажа специальной и общепромышленной арматуры. Для специальной арматуры обеспечение качества монтажа наиболее актуально для энергетической арматуры.

Монтаж, обслуживание и эксплуатация арматуры должны соответствовать Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, Правилам технической безопасности при эксплуатации энергоустановок и другим нормативным документам, в том числе и соответствующим техническим регламентам.

Присоединение арматуры к трубопроводу осуществляют в основном сваркой. При сварке арматуру устанавливают в трубопроводе и прихватывают в нескольких местах, после чего производят окончательную приварку. При сварке необходимо исключить попадание грата и шлака во внутренние полости арматуры и в примыкающий к ней требопровод. Во время приварки задвижек следует ослабить усилие в затворе для предотвращения его заклинивания при нагреве корпуса. После окончания сварки затвор оставляют открытым. Арматуру с $D_y \geq 40$ мм приваривают с установкой подкладочных колец. Конструктивные элементы концов патрубков энергетической арматуры приведены на рис. 3.2.11.

Правила установки арматуры определены заводами-изготовителями (табл. 3.2.9).

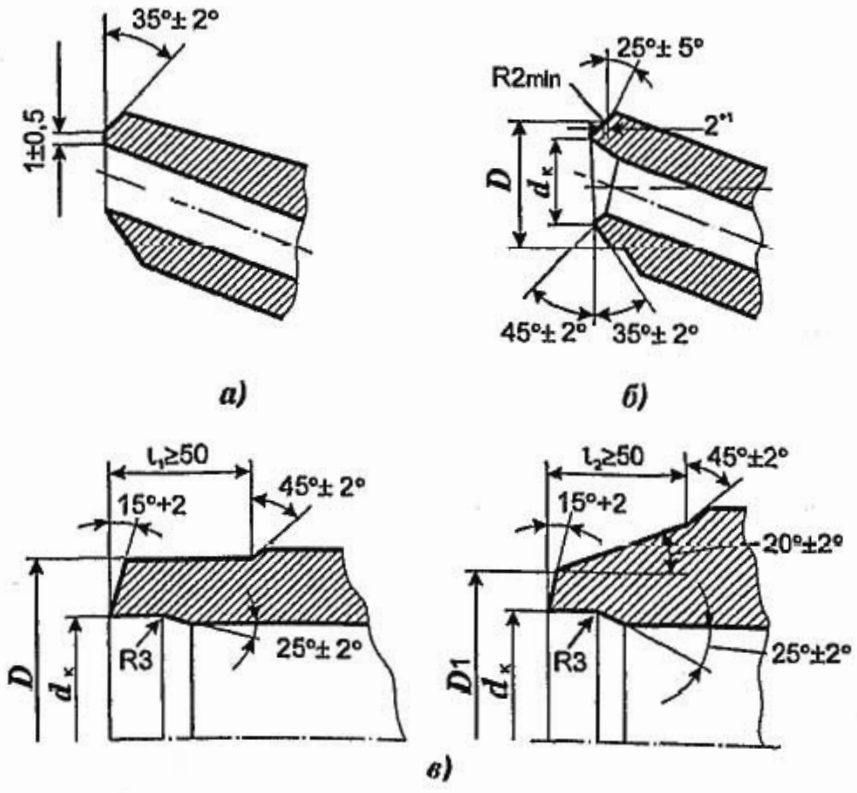


Рис. 3.2.11. Размеры концов патрубков энергетической арматуры:
а – D_y 10 и 20 мм; *б* – D_y 40, 50 и 65 мм; *в* – D_y 100 ... 600 мм

Таблица 3.2.9

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Клапан	10; 20; 40; 65	Устанавливается при любом положении шпинделя как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов, за исключением изделий, которые можно устанавливать только на горизонтальных участках трубопроводов шпинделем вверх
Задвижка	100 … 600	Устанавливается с подачей среды с любой стороны. В зависимости от рода привода допускается установка: – при любом положении шпинделя как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов в случае оснащения маховиком; – на горизонтальных и вертикальных участках трубопроводов шпинделем горизонтально в случае оснащения задвижки приводной головкой с коническим редуктором; – на горизонтальных участках трубопроводов с положением шпинделя вверх в случае оснащения задвижки приводной головкой с цилиндрическим редуктором или электроприводом; – оснащенную электроприводом арматуру допускается устанавливать шпинделем горизонтально при условии смазывания червячной пары и подшипников густой смазкой и наличия опоры под электропривод. При этом червяк должен располагаться горизонтально в нижней части привода. Установка задвижек на вертикальных участках паропроводов высокого давления недопустима во избежание тепловых ударов при пусках неостывшего блока из-за недренируемых тупиков

Продолжение табл. 3.2.9

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Клапан обратный горизонтальный	20; 25; 40; 50; 65; 100; 150; 200; 250; 300	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов крышкой вверх с направлением потока среды под золотник (снизу вверх)
Клапан вертикальный	250	Устанавливается на напорных патрубках питательных насосов с подачей среды под золотник (снизу вверх)
Клапан регулирующий и дросселирующий игольчатый	10; 20; 65	Устанавливается при любом положении шпинделя на горизонтальных и вертикальных участках трубопроводов с подачей среды с любой стороны
Клапан регулирующий игольчатый	10; 20	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов шпинделем вверх с подачей среды под иглу (снизу вверх)
Клапан регулирующий многоступенчатый	65	Устанавливается шпинделем вверх с подачей среды на иглу (сверху вниз)
Клапан регулирующий игольчатый с электроприводом	20; 50; 65	Устанавливается шпинделем вверх с подачей среды на иглу (сверху вниз)

Продолжение табл. 3.2.9

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Клапан регулирующий шиберный	100; 300	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов шпинделем вверх с подачей среды с одной стороны согласно нанесенной на корпусе клапана стрелке. Управление клапаном может осуществляться автоматически (от колонок автоматического регулирования), дистанционно (со щита управления) и вручную (маховиком электропривода). При полном открытии или закрытии клапана электропривод отключается размыканием соответствующих конечных выключателей
Клапан дроссельный шиберный	40; 50; 65; 100; 175; 225	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов шпинделем вверх с подачей среды согласно нанесенной на корпусе клапана стрелке
Клапан запорно-дроссельный	100/150; 150/250	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов с направлением потока среды на шток (через боковые патрубки) в положении штоком вверх. Для предотвращения повреждений поверхностей дросселирующих органов, которое может произойти при нагреве корпуса клапана во время вварки его в трубопровод, необходимо ослабить прижатие штока к седлу за счет незначительного подъема штока

Продолжение табл. 3.2.9

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Охладитель пара	–	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов охладительных, редукционно-охладительных и быстродействующих редукционно-охладительных установок. Прямой участок трубопровода после охладителя пара должен быть длиной не менее 3 ... 5 м для предотвращения попадания неиспарившихся капель воды на стенку трубы в месте ее сгиба. Форсунка должна располагаться в горизонтальной плоскости
Клапан постоянного расхода	20; 50	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов шпинделем вверх с подачей среды в средний патрубок. Качественное регулирование обеспечивается при перепаде давлений на клапане, не превышающем 0,8 ... 1,0 МПа
Дросселирующее устройство	65; 100	Устанавливается на горизонтальных и вертикальных участках трубопровода линии рециркуляции обратных вертикальных клапанов, располагаемых на питательных насосах с подачей среды согласно нанесенной на корпусе стрелке
Клапан предохранительный главный	150/150; 175/200; 125/250	Устанавливается на выходном коллекторе пароперегревателя котла строго в вертикальном положении с подачей среды снизу под золотник

Окончание табл. 3.2.9

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Клапан импульсный	20	Устанавливается в непосредственной близости к главному предохранительному клапану в строго вертикальном положении с подачей среды под тарелку. Масса груза 30 кг (p_p = 10 МПа) и 50 кг (p_p = 14 и 25,5 МПа)
Клапан предохранительный главный	250; 400	Устанавливается на "горячих" линиях промежуточного перегрева пара и на линиях редуцированного и охлажденного пара в горизонтальном положении с подачей среды снизу под золотник
Клапан импульсный	25	Устанавливается на "горячих" линиях промежуточного перегрева пара и на линиях редуцированного и охлажденного пара в непосредственной близости к главному предохранительному клапану в строго вертикальном положении с подачей среды под золотник

При приемке арматуры после монтажа проверяют: соответствие параметрам среды; комплектность согласно технической документации; исправное состояние, определяемое внешним осмотром и опробованием хода.

При установке арматуры общепромышленного назначения следует руководствоваться правилами, приведенными в табл. 3.2.10.

Учет монтажных факторов при эксплуатации целевой арматуры [26]. На стенде для испытаний на внешние монтажные воздействия (см. табл. 3.2.3) было оценено распределение контактных давлений по зонам контакта уплотнительной поверхности запорного клапана D_y 50 мм на p_y = 1,6 МПа с конической уплотнительной поверхностью от монтажных нагрузок. Были проведены три серии испытаний, результаты которых представлены в табл. 3.2.11.

В первой серии устанавливалось распределение контактных давлений q по зонам контакта уплотнительных поверхностей без воздействия монтажных нагрузок. Усилие управления P было принято равным 18 000 Н. Как следует из графика, давление распределяется по зонам неравномерно. В тех зонах, где контактные давления меньше давлений герметизации $q_г$, наиболее вероятно образование утечки среды. Неравномерность распределения контактных давлений может объясняться действием ряда факторов, например: погрешностью геометрических параметров затвора, неоднородностью материала уплотнения и в наибольшей степени неравномерной жесткостью корпуса.

Во второй и третьей сериях испытаний определялись распределение контактных давлений при воздействии монтажных нагрузок. Нагрузки определились исходя из жесткости компенсаторов, устанавливаемых на трубопроводах, и при эксперименте были приняты 2500 Н, 5000 Н, 7500 Н. Нагружение осуществлялось при закрытом затворе.

Во второй серии распределение контактных давлений определяли при действии сжимающих монтажных нагрузок $F_{сж}$, которые прикладывали к магистральному фланцу (см. табл. 3.2.11). Увеличение монтажных нагрузок при всех схемах нагружения резко увеличивает неравномерность распределения давлений по зонам контакта, что приводит к увеличению утечки через затвор. Характер распределения контактных давлений зависит от точек приложения монтажных нагрузок. В то же время можно выделить зоны, где давления в зависимости от нагрузки изменяются резко, и зоны, где незначительно (например, зоны *3*, *7*).

В третьей серии определяли распределение давлений в зависимости от воздействия растягивающих монтажных нагрузок $F_{раст}$. Как видно из графиков, изменение направлений действия монтажного усилия меняет картину распределения давлений.

Таблица 3.2.10

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Клапан обратный	–	Устанавливается на горизонтальных участках трубопроводов крышкой вверх
Клапан обратный поворотный гуммированный фланцевый	50; 80; 100;150	Устанавливается на горизонтальных и вертикальных трубопроводах при подаче среды под диск
Клапан обратный поворотный фланцевый	50; 80; 100;150; 200	Устанавливается на горизонтальном трубопроводе крышкой вверх, на вертикальном трубопроводе – уплотнительной поверхностью затвора корпуса вверх
Клапан запорный фланцевый с мембранным приводом	65	Устанавливается на трубопроводе в любом рабочем положении
Клапан мембранный НО и НЗ футерованный фланцевый	50; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300	Устанавливается на трубопроводе в любом рабочем положении
Клапан отсечной НО и НЗ с пневматическим мембранным исполнительным механизмом	25; 32; 40; 50; 80	Устанавливается на трубопроводе в любом рабочем положении МИМ вверх
Задвижка клиновая с выдвижным шпинделем фланцевая	50; 80; 100; 150; 200	Устанавливается на трубопроводах в любом рабочем положении, при работе с загрязненными средами – только "маховиком вверх"

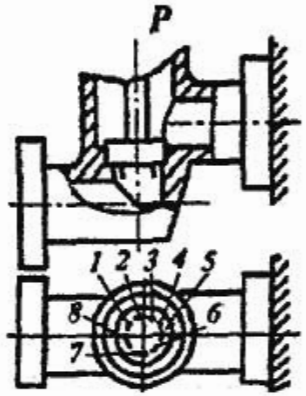
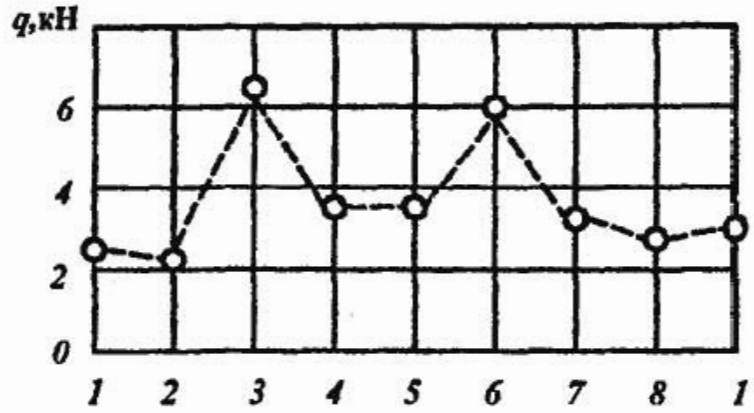
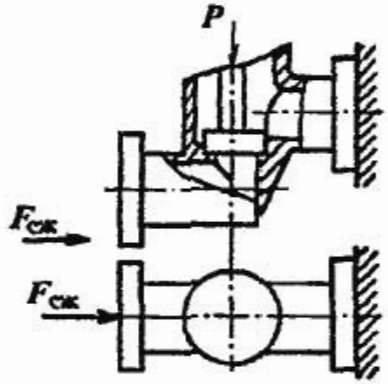
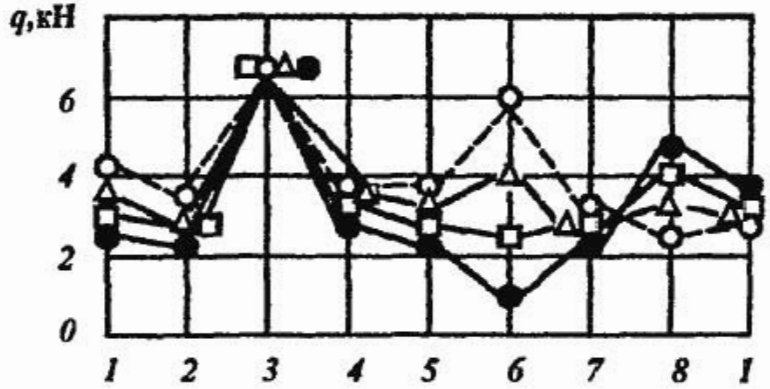
Продолжение табл. 3.2.10

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Задвижка параллельная с выдвижным шпинделем фланцевая	100; 150; 200;250; 300;400	Устанавливается на трубопроводе в любом рабочем положении "маховиком или гидроприводом вниз". На горизонтальных участках трубопроводов – электроприводом вертикально вверх (допускается устанавливать задвижки горизонтально при наличии опоры под электропривод)
Клапан предохранительный малоподъемный одно- и двухрычажный фланцевый	25; 40; 50; 80; 100	Устанавливается вертикально, крышкой вверх с горизонтальным расположением рычага
Клапан предохранительный полноподъемный пружинный фланцевый	25; 50; 80; 100; 150	Устанавливается вертикально колпаком вверх
Клапан регулирующий диафрагмовый футерованный с пневматическим мембранным исполнительным механизмом фланцевый	10; 15; 20; 25; 32; 40; 50	Устанавливается на трубопроводе вертикально МИМ вверх

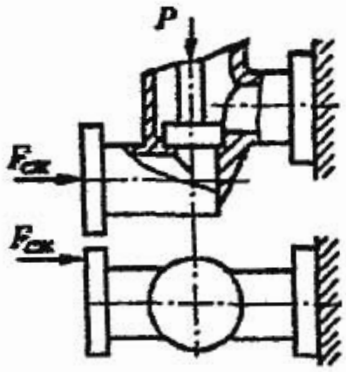
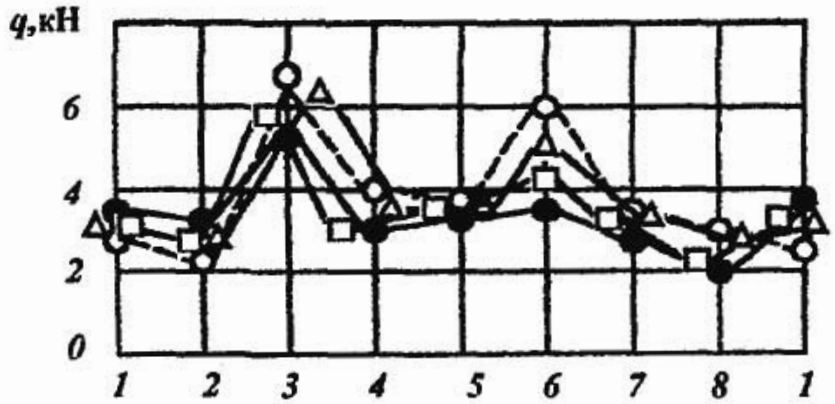
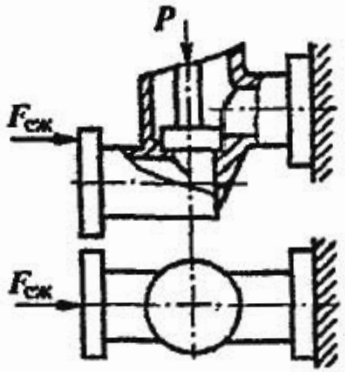
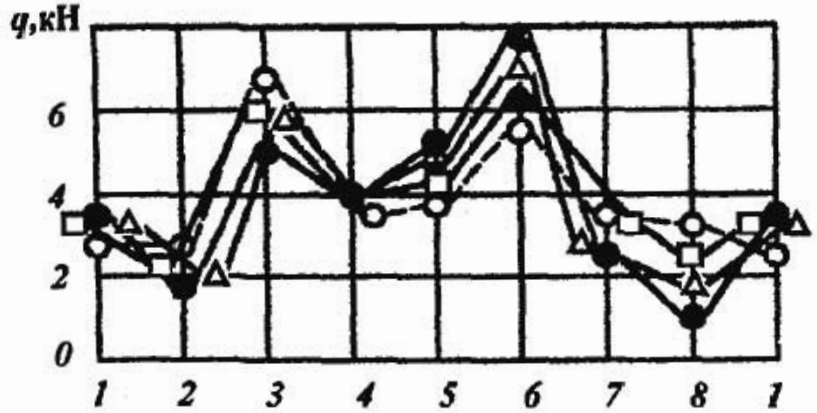
Окончание табл. 3.2.10

Наименование арматуры	Диаметр условного прохода D_y, мм	Правила установки на трубопроводе
Кран пробковый проходной сальниковый фланцевый	25; 40; 50; 65; 80; 100	Устанавливается на трубопроводе в любом рабочем положении
Указатель уровня клапанного типа	—	Устанавливается с горизонтальным расположением штока при вертикальном расположении смотровых стекол
Клапан напорный прямоточный	—	Устанавливается в любом рабочем положении. Рабочая среда подается под золотник
Клапан запорный диафрагмовый футерованный с электроприводом фланцевый	—	Устанавливается на трубопроводе в любом рабочем положении. Рабочая среда подается под диафрагму с любой стороны
Клапан запорный сильфонный с электроприводом	—	Устанавливается на горизонтальном трубопроводе электроприводом вертикально вверх
Клапан запорный с электроприводом фланцевый		Допускается установка с горизонтальным расположением шпинделя, если имеется опора под электропривод. При работе на трубопроводах для сред с температурой выше 120 °С необходимо обеспечить защиту электродвигателя от перегрева

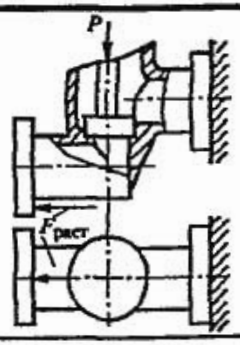
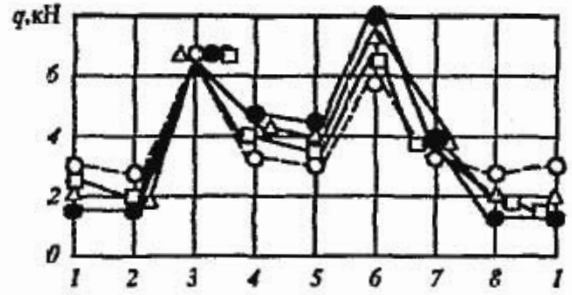
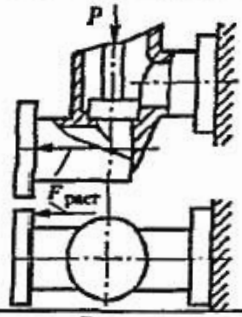
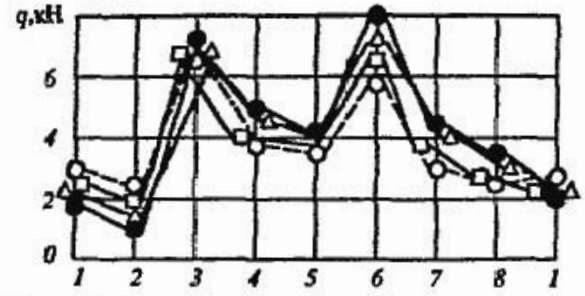
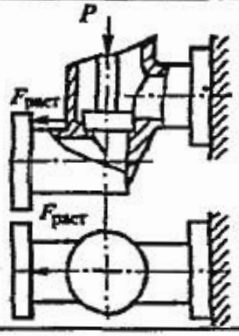
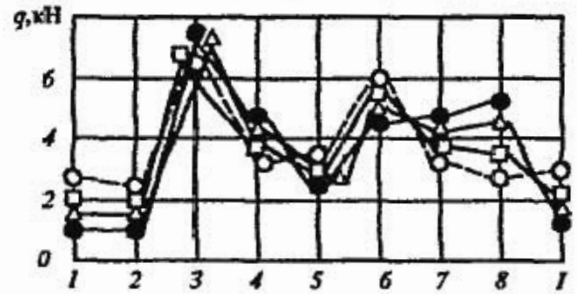
Таблица 3.2.11

Серия	Схема нагружения	Распределение давлений в уплотнении
1	Схема расположения тензарезисторов *1 … 8* 	
2		

Продолжение табл. 3.2.11

Серия	Схема нагружения	Распределение давлений в уплотнении
2		
		

Окончание табл. 3.2.11

Серия	Схема нагружения	Распределение давлений в уплотнении
3		
		
		

Условные обозначения: ○ – $F_{сж} = 0$; Δ – $F_{сж} = 2{,}5$ кН; ▯ – $F_{сж} = 5$ кН; ● – $F_{сж} = 7{,}5$ кН; $P = 18$ кН.

По результатам проведенных испытаний можно сделать следующие выводы.

1. Учитывая значительное влияние монтажа на изменение функциональных параметров точности, обеспечивающих герметичность и надежность, задача сохранения значений этих показателей качества в процессе монтажа на уровне, достигнутом после сборки, является одной из важнейших.

2. Для решения этой задачи требуется регламентировать допускаемые силовые нагрузки, действующие на арматуру после выполнения монтажа, с целью снижения уровня напряженно-деформированного состояния корпусных деталей.

3. Сохранение требуемого уровня параметров точности после проведения монтажа может быть достигнуто за счет их нормирования на стадии изготовления (технологические допуски) по принципу управляемых погрешностей обратного знака.

4. Испытания трубопроводной арматуры с учетом действия монтажных нагрузок должны стать обязательными при приемо-сдаточных и других видах испытаний целевой арматуры.

3.3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕЛЕВОЙ АРМАТУРЫ РАЗЛИЧНЫХ КЛАССОВ

В соответствии с правилами эксплуатации арматуры обязательной операцией является техническое обслуживание, включающее технический осмотр и технический уход с устранением возможных неисправностей. Различают три вида технического обслуживания:

ТО-1 – контроль технического состояния в статических условиях работы. Основные операции: надзор за правильной эксплуатацией. Контроль технического состояния изделия в статических условиях (т.е. без перемещения его затвора) без разборки узлов, смазка, устранение обнаруженных дефектов (не требующих для их ликвидации демонтажа изделия из трубопровода).

ТО-2 – проверка технического состояния в условиях ограниченного действия. Основные операции: проверка технического состояния изделия в условиях его ограниченного действия (т.е. перемещения затвора и его возвращение в исходное положение) с частичной разборкой узлов, устранение обнаруженных дефектов. Ему предшествует ТО-1.

ТО-3 – проверка технического состояния в условиях выполнения им циклов действия. Основные операции: проверка технического состояния

изделия в условиях его циклического действия (т.е. при закрытии и открытии) с разборкой узлов, с измерением остаточной толщины стенки, устранение выявленных дефектов. Ему предшествуют ТО-1 и ТО-2.

3.3.1. Техническое обслуживание запорной арматуры

При эксплуатации запорной арматуры должны учитываться особенности конструкций всех ее типов: клапанов, задвижек, кранов, заслонок. Наибольшее число неисправностей возникает в затворе и в сальнике арматуры, поэтому они должны контролироваться с заданной регулярностью.

Клапаны не должны использоваться для дросселирования, т.е. устанавливаться в промежуточное положение между полностью закрытым и полностью открытым положениями затвора. В противном случае происходит интенсивный износ герметизаторов и, как следствие, потеря герметичности затвором. Клапаны, работающие на коррозионных, агрессивных и токсичных средах, в вакууме обычно имеют сильфон в сальнике, который обеспечивает наивысшую герметичность в нем. Выход из строя сильфона приводит к утечкам опасных сред, нарушению вакуума, т.е. к нарушению работоспособности технологической системы. Требуют контроля мембраны и шланг, являющиеся герметизаторами затворов мембранных и шланговых запорных клапанов. В табл. 3.3.1 приведены возможные неисправности клапанов общепромышленного назначения и способы их устранения.

Задвижки с выдвижным шпинделем с позиции обслуживания более технологичны, чем с невыдвижным. В последних ходовая гайка и резьбовая часть находятся внутри полости задвижки и омываются средой, а доступ к узлу возможен лишь после разборки задвижки. Поэтому использование задвижек с невыдвижным шпинделем в качестве целевой ограничено (несмотря на выигрыш по высоте и массе), ибо низкая надежность узла может привести к неплановой остановке технологической системы.

Для задвижек с выдвижным шпинделем должна осуществляться систематическая смазка деталей узла. Требуют специального ухода и электроприводы, широко используемые в задвижках. В табл. 3.3.2 приведены типичные неисправности общепромышленных задвижек и способы их устранения.

Краны при эксплуатации должны сохранять подвижность и герметичность в затворе. С этой целью осуществляется периодическая смазка пробки затвора. В кранах со смазкой всегда должен иметься запас смазки.

Таблица 3.3.1

Неисправность	Возможные причины	Способы устранения
Пропуск среды при закрытом клапане	Нарушение герметичности в связи с износом, повреждениями или загрязнением поверхности уплотнительных колец корпуса и золотника	Разобрать клапан, очистить, притереть или заменить уплотнительные кольца
	Недостаточная сила на маховике (меньше расчетного)	Увеличить силу на маховике до расчетного
	Недостаточный крутящий момент, развиваемый электроприводом	Проверить: настройку муфты крутящего момента, напряжение на вводе, техническое состояние электродвигателя
Пропуск среды через соединение корпуса с крышкой	Потеря герметичности в связи с недостаточной затяжкой болтов	Равномерно затянуть болты
	Повреждена прокладка	Заменить прокладку
	Повреждены уплотнительные поверхности корпуса или крышки	Снять крышку, исправить повреждение и притереть поверхности уплотнения
Пропуск среды через сальник	Набивка сальника недостаточно уплотнена	Подтянуть гайки сальника равномерно
	Износ сальниковой набивки	Поднабить сальник или заменить сальниковую набивку
	Повреждена поверхность шпинделя	Устранить повреждение поверхности
Пропуск среды через сильфонный узел	Поврежден сильфон	Разобрать клапан и заменить сильфонную сборку
Увеличенный момент на маховике, необходимый для закрывания	Отсутствует смазка в подвижных сопряжениях	Смазать подвижные сопряжения
Не срабатывает электропривод	Отсутствие питания электропривода	Проверить и исправить линию питания электропривода

Таблица 3.3.2

Неисправность	Возможные причины	Способы устранения
Пропуск среды при закрытой задвижке	Нарушение герметичности в связи с износом, повреждением или загрязнением поверхностей уплотнительных колец корпуса и клина или диска	Разобрать задвижку, очистить, притереть или заменить уплотнительные кольца
	Недостаточная сила на маховике (меньше расчетного)	Увеличить силу на маховике до расчетного
	Недостаточный крутящий момент, развиваемый электроприводом	Проверить: настройку муфты крутящего момента, напряжение на вводе, техническое состояние электродвигателя
	Образование осадка твердых частиц или смолы в нижней части корпуса	Снять люк или разобрать задвижку и удалить осадок
Пропуск среды через соединение корпуса с крышкой	Потеря герметичности в связи с недостаточной затяжкой болтов	Равномерно затянуть болты
	Повреждена прокладка	Заменить прокладку
	Повреждены уплотнительные поверхности корпуса или крышки	Снять крышку, исправить повреждение и притереть поверхности уплотнения
Пропуск среды через сальник	Набивка сальника недостаточно уплотнена	Подтянуть гайки сальника равномерно
	Износ сальниковой набивки	Поднабить сальник или заменить сальниковую набивку
	Повреждена поверхность шпинделя	Устранить повреждение поверхности
Перемещение затвора с задержками и при увеличенном моменте	Повреждены направляющие клина или дисков	Разобрать задвижку и устранить повреждение
	Образование осадка твердых частиц или смолы на направляющих	Разобрать задвижку и удалить осадок
Увеличенный момент на маховике, необходимый для закрывания	Отсутствует смазка в подвижных сопряжениях	Смазать подвижные сопряжения
Не срабатывает электропривод	Отсутствует питание электропривода	Проверить и исправить линию питания электропривода

Сальники кранов требуют качественной затяжки, с тем чтобы не превышать допустимое трение в затворе конусных кранов. Это же относится и к натяжному устройству кранов. Уплотнения наиболее интенсивно изнашиваются в верхней и нижней зонах конуса пробки, это же характерно для пробок цилиндрических и шаровых кранов. В кранах с пневмоприводом должен быть обеспечен тщательный уход за подвижными соединениями механизма пневмопривода.

В табл. 3.3.3 приведены основные неисправности кранов для газа и способы их устранения.

Таблица 3.3.3

Неисправность	Возможные причины	Способы устранения
Увеличенная сила на маховике управления (св. 500 Н)	Отсутствие смазки	Набить смазку
	Ухудшение свойств смазки	Заменить смазку
	Заклинивание пробки, задирание уплотнительных поверхностей, заклинивание или задир в подвижных соединениях механизма управления	Снять кран, разобрать, отремонтировать
Потеря герметичности крана	Недостаточное давление смазки	Проверить и исправить мультипликатор
	Отсутствие смазки	Набить смазку
	Ухудшение свойств смазки	Заменить смазку
	Износ или механическое повреждение уплотнительных поверхностей	Поджать пробку регулировочным болтом так, чтобы уменьшить трение в корпусе. В случае невозможности устранить негерметичность, снять кран для ремонта

Окончание табл. 3.3.3

Неисправность	Возможные причины	Способы устранения
Большое время закрытия	Задир в подвижных соединениях механизма управления	Снять и отремонтировать дефектные пары
	Разрушение поршневых колец или манжет в пневмоприводе	Сменить кольца или манжеты
	Засорение фильтров	Очистить фильтры
	Неисправность мультипликатора	Отремонтировать мультипликатор
Мультипликатор создает недостаточное давление	Задир в поршне	Снять и отремонтировать
	Разрушение поршневых манжет, колец, прокладок	Сменить поршневые манжеты, кольца, прокладки
	Неисправность обратных клапанов	Исправить обратные клапаны или заменить
	Погнут шток	Сменить узел штока
В конечных положениях пневмопривод не выключается	Нарушена регулировка конечных выключателей	Отрегулировать подвижными упорами
	Неисправность узла управления	Отремонтировать узел

3.3.2. Техническое обслуживание регулирующей арматуры

Основная функция регулирующей арматуры – регулирование давления или расхода, вспомогательная – герметичное перекрытие потока. Процесс регулирования сводится в общем виде к дросселированию, при котором за счет больших скоростей среды в зоне седла протекает интен-

сивный кавитационный и эрозионный износ плунжера и седла. С этих позиций регулирующая арматура работает в более сложных условиях, чем запорная. При коррозионных средах возникает коррозионный износ герметизаторов плунжера и седла. Дросселирование газа сопровождается понижением его температуры, при котором возможны выпадение твердых компонентов и примерзание подвижных деталей.

Регулирующие клапаны наиболее просты в эксплуатации, так как при их использовании редко изменяется положение плунжера относительно седла. Технический осмотр и технический уход аналогичны обслуживанию запорных клапанов (ввиду схожести их конструкций). Дополнительное требование изменение регулируемого параметра в требуемых пределах должно происходить при достаточно большом ходе клапана. Малый ход регулирования означает, что диаметр седла велик, а плунжер рассчитан неправильно.

Недостаточный расход среды при полном подъеме или недостаточное давление за регулирующим клапаном означает также, что произошло выпадение твердых компонентов в полостях прохода арматуры. Необходимость постепенного увеличения хода плунжера для обеспечения заданных параметров процесса регулирования связана с его эрозионным, кавитационным или коррозионным износом.

Регулирующие клапаны с исполнительными устройствами более сложны конструктивно, имеют наряду с регулирующим органом (плунжером и седлом) исполнительный механизм (мембранный пневмопривод МИМ). К обслуживанию каждого из них предъявляются особые требования. Возможные неисправности в регулирующих клапанах с МИМ при регулировании топливного газа и способы их устранения приведены в табл. 3.3.4.

Регуляторы давления работают с использованием энергии транспортируемой в технологической системе среды. Силовое замыкание подвижной системы регулятора осуществляется грузом или пружиной.

При техническом осмотре регуляторов давления освидетельствуют герметичность: по трубопроводу, сальника или сильфона, соединения корпуса с крышкой. Периодически осуществляют проверку герметичности затвора, перенабивают сальники, смазывают подвижные соединения, производят поднастройку регулятора (колебание давления не должно превышать ±5 %).

Таблица 3.3.4

Неисправность	Возможные причины	Способы устранения
Повышение давления после клапана, сопровождающееся усилением шума	Отрыв или отвинчивание плунжера	Заменить плунжерную пару. Проверить состояние плунжера и направляющей части
При подаче командного импульса шток клапана не перемещается	Поломка пружины	Заменить пружину
	Засорено проходное сечение импульсной трубки	Продуть импульсную трубку
	Нарушение герметичности МИМ	Испытать герметичность с применением обмыливания. Провести ревизию МИМ
	Повреждение мембраны	Заменить мембрану
Снижение давления после клапана	Образование гидратной пробки	Залить ингибитор. Включить в работу резервную линию редуцирования
	Недостаточная пропускная способность клапана	Определить пропускную способность клапана по текущим параметрам
Повышение давления после клапана при малых отборах газа	Негерметичность перекрытия газового потока	Провести ревизию, заменить уплотнение
	Большой размер клапана	Установить клапан меньшего размера
Утечка газа через сальниковое уплотнение	Недостаточно смазки	Набить смазку
	Слабо затянут сальник	Подтянуть сальник
	Плохое качество набивки	Заменить набивку
При определенном расходе газа через клапан кривая записи давления приобретает резко пульсирующий характер	Размер клапана велик для данного расхода газа	Установить клапан меньшего диаметра. При изменении расхода газа от Q_{min} до Q_{max} ход клапана должен составлять 0,2 ... 0,7 от полного

3.3.3. Техническое обслуживание предохранительной арматуры

Главная функция предохранительной арматуры состоит в обеспечении требуемой пропускной способности при открытом и герметичном затворе при ее закрытом положении.

Для предохранительных клапанов заданная производительность обеспечивается определенной высотой подъема тарелки затвора, поэтому должна сохраняться подвижность системы. Герметичность затвора достигается при создании и ремонте, а также определяется точностью уплотнительных поверхностей герметизаторов тарелки и седла затвора. При эксплуатации запрещено устранять утечку через затвор добавлением грузов или увеличением усилия пружины. На подвижность предохранительные клапаны проверяют путем продувки. Для этого они снабжены специальным рычажным устройством. Периодически проворачивают тарелку клапана для исключения ее "прикипания" к седлу в связи с длительным нахождением затвора в закрытом положении и проверяют настройку клапанов.

В табл. 3.3.5 даны основные неисправности и способы устранения применительно к предохранительным клапанам [11].

3.3.4. Техническое обслуживание защитной арматуры

Основная функция защитной арматуры – быстрое и герметичное перекрытие обратного потока среды. При этом на протяжении всего времени эксплуатации затвора, находящегося в открытом положении и закрывающегося только при перемене направления потока среды, следует поддерживать, как и у предохранительной арматуры, подвижность системы закрытия. Потеря герметичности в затворе сходна с ее потерей в запорных клапанах и задвижках. Отсечные шаровые краны нефтегазопроводов относят и к защитной арматуре (см. гл. 2). В табл. 3.3.6 приведены основные неисправности и способы их устранения применительно к отсечным шаровым кранам [11].

Таблица 3.3.5

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
Утечка в запорном органе	Попадание инородного тела между золотником и седлом	Провести 2–3 продувки; если утечка продолжается, демонтировать клапан, очистить его внутренние полости и трубопровод до клапана
	Повреждение уплотнительных поверхностей	Демонтировать клапан, притереть (если нужно, вначале проточить) поврежденную поверхность
	Клапан, заказанный для работы на жидкости, используется для работы на газе	Притереть седло и золотник
	Клапан установлен невертикально	Исправить установку
	У нового клапана нарушена центровка деталей (при его транспортировке, монтаже и др.)	Провести 2–3 продувки, после чего детали самоустановятся на свои места
Обратная посадка происходит при более низком давлении, чем допустимо	В трубопроводе за клапаном при его работе возникает противодавление	Проверить, соответствует ли сбросная труба D_y выходного фланца клапана, не появились ли причины, вызвавшие увеличение гидравлического сопротивления сбросной системы, нет ли давления в сбросном коллекторе от действия других клапанов, принять меры к уменьшению гидравлического сопротивления сбросной системы вплоть до увеличения D_y сбросных трубопроводов. Задача решается также путем замены стандартного клапана на клапан сильфонный
	Противодавление (постоянное) выше указанного при заказе клапана	Клапан должен быть перенастроен на новое откорректированное давление

Окончание табл. 3.3.5

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
Обратная посадка происходит при более низком давлении, чем допустимо	Задиры трущихся деталей, нарушение их самоцентровки	Провести 3–4 продувочных операций. Если положение не улучшилось, демонтировать клапан и направить в ремонт
	Продувочное (нижнее) кольцо установлено высоко	Провести перенастройку клапана, опустив кольцо
	Нарушена регулировка клапана из-за самосвинчивания стопорной гайки регулировочного винта	Затянуть стопорную гайку после перенастройки клапана
Вибрации золотника клапана (с ударами его о седло или без)	Нижнее (продувочное) кольцо установлено неверно	Для клапанов, работающих на жидкости, кольцо должно быть установлено в самом низком положении; для клапанов, работающих на газе, провести регулировку положения кольца на стенде
	Недостаточная пропускная способность трубопроводов до и после клапана	Трубопроводы на входе клапана или на выходе имеют недопустимо большое гидравлическое сопротивление. Заменить их на большее D_y, сократить длину и т.д.
	Пропускная способность клапана превышает подачу рабочей среды	Временная мера – уменьшить ход золотника клапана (ограничить его упором), постоянная – заменить клапан на меньший
Клапан при заданном превышении давления открывается не полностью	Пропускная способность клапана превышает подачу рабочей среды	Если это не сопровождается вибрацией золотника клапана, то допускается дальнейшая эксплуатация
	Верхнее или нижнее кольцо (или то и другое) установлены неверно	Нижнее кольцо установлено ниже, чем требуется, а верхнее – выше. На стенде отрегулировать положение колец

Таблица 3.3.6

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
Утечка в запорном органе закрытого крана	Износ уплотнительного кольца, ослабление крепления кольца; трещины металлического уплотнительного кольца, старение резиновой прокладки под полимерным или металлическим уплотнительным кольцом, повреждение уплотнительного кольца твердым посторонним предметом, повреждение поверхности шара	Демонтировать из трубопровода, направить в ремонт
	Герметик не поступает в уплотнительное кольцо	Проверить систему подачи герметика
Утечка в запорном органе не прекращается после подачи герметика	Герметик не поступает по всему периметру уплотнительного кольца	Увеличить объем подаваемого герметика
	Значительное повреждение уплотнительного кольца, обоймы или поверхности шара	Направить кран в ремонт
Утечка газа в сальнике	Износ и старение материала уплотнителя	Заменить при отсутствии давления в трубопроводе
	Повреждение (коррозия) поверхности вала в зоне расположения сальника	Зачистить поверхность, при больших повреждениях направить в ремонт
	Герметик не поступает в сальник	Прочистить систему подачей герметика при высоком давлении и отсутствии давления в трубопроводе

Продолжение табл. 3.3.6

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
Утечка в разъемном соединении корпуса с крышками	Старение резиновой прокладки в соединении	Направить в ремонт
	Ослабление затяга крепежных болтов (шпилек)	Подтянуть соединение с заданным усилием
Закрытие (открытие) крана от пневмогидропривода происходит толчками, а от ручного насоса требует много времени	В рабочие цилиндры гидропривода попал воздух или газ	С помощью пробок для продувки удалить воздух (газ)
	В полости цилиндров, выполняющих роль демпфера, попал газ или воздух	С помощью пробок для продувки удалить воздух (газ), долить масло
Кран независимо от способа управления (от блока или насоса) полностью не закрывается (или не открывается)	Нарушение регулировки положения упоров привода	Отрегулировать положение упоров и закрепить
	В проход крана попал посторонний предмет	Продуть кран
	Неправильная сборка крана (ось шара смещена от оси вала)	Направить в ремонт
	Разрегулировка концевого выключателя при управлении ручным насосом	Подрегулировать концевые выключатели
	Недостаточное количество масла в масляной системе	Пополнить систему маслом
При управлении краном рукоятками блока он действует, а при электрическом – нет	Выход из строя (механической, электрической части) электромагнитных клапанов блока управления	Направить блок в ремонт
	Засорение каналов электромагнитных клапанов блока	Отсоединить блок от баллонов и продуть систему
	Отсутствие электроэнергии	Подать электроэнергию

Продолжение табл. 3.3.6

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
При управлении краном рукоятками блока и электрическим способом он не действует, а от ручного – нет	Выход из строя пневматического клапана блока	Направить блок в ремонт, поставив на кран запасной
	Шестиходовой распределитель установлен неверно	Установить указатель распределителя в положение "дистанционное управление"
	Закрыт клапан подачи газа в блок управления	Открыть клапан
Наблюдается самопроизвольная перестановка крана	Чрезмерные вибрации трубопровода и отсечного крана в связи с его недостаточным креплением	Усилить крепление крана
	Вырыв резиновых прокладок из золотников клапанов блока управления, поломка возвратных пружин и клапанов блока управления	Направить блок в ремонт, поставив на кран запасной
Закрытие (открытие) крана от пневмогидропривода несколько замедленно, кран полностью не закрывается (не открывается), а с помощью ручного насоса – очень медленно	Утечка в уплотнениях цилиндра (в поршне и по штоку), утечка в поршнях ручного насоса, его клапанах	Если утечка в поршне, ремонтировать на месте, если по штоку, направить привод в ремонт
	Утечка в шестиходовом распределителе	Направить в ремонт
При подаче электрического сигнала на закрытие (открытие) крана происходит выброс масла в атмосферу через блок управления	Утечка в уплотнении поршней гидропривода	Снять цилиндры, заменить уплотнительные резиновые кольца

Продолжение табл. 3.3.6

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
Кран не действует при управлении им любым способом	Примерзание или образование гидратов между корпусом и шаром	Прогреть кран горячей водой
	Замерзание воды в нижней части масляных баллонов, в импульсных трубках	Прогреть баллоны, заменить масло
	Заклинивание деталей крана вследствие разрушения уплотнительного кольца	Направить кран в ремонт
	Заклинивание деталей гидропривода	Направить привод в ремонт
При управлении краном любым способом кран не действует, гидропривод не работает	Поломка вала крана; износ соединения вала крана с валом привода	Направить кран в ремонт
	Поломка кулисного механизма привода	Направить привод в ремонт
Время перестановки крана значительно увеличилось	Засорение фильтров	Разобрать фильтр, прочистить, промыть, продуть
	Засорение импульсных трубопроводов	Разобрать и продуть
	Засорение проточной части пневмоклапана блока управления или частичный вырыв резинового золотника в блоке	Направить в ремонт
	Если увеличение времени перестановки наблюдается при повышении температуры – мал зазор между шаром и полимерными уплотнительными кольцами	Направить в ремонт

Продолжение табл. 3.3.6

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
При электрическом управлении кран остановился в промежуточном положении	Блок управления одновременно подает газ в баллон открытия и закрытия	Направить блок в ремонт
	Нарушение регулировки или дефект концевого выключателя	Отрегулировать выключатель или направить в ремонт
	Прекращение подачи электроэнергии в блок управления	Обеспечить подачу электроэнергии
Кран действует от ручного насоса, а от блока управления нет	Низкое давление в трубопроводе	Пользоваться только ручным насосом
	Неисправен блок управления	Направить блок в ремонт
Кран действует от ручного насоса, а от блока управления нет	Отсутствует электроэнергия	Обеспечить подачу электроэнергии
	Закрыт клапан, подающий газ в систему управления	Открыть клапан

Окончание табл. 3.3.6

Неисправность	Вероятные причины неисправности	Способы устранения
Кран действует от блока управления, а от насоса нет	Дефект насоса (негерметичны нагнетательный и всасывающий клапаны, износилось уплотнение поршня)	Насос направить в ремонт
Значительно возросло усилие на рукоятке насоса	Задиры (деформация) штока или поршней в приводе, износ кулисы (деформация), ползуна	Направить привод в ремонт
	Задир штока	Направить насос в ремонт
	Задир металлических уплотнительных колец (их разрушение) или шара крана; мал зазор между полимерным кольцом и шаром	Направить кран в ремонт
	Накопление шлака в цилиндре гидропривода	Слить масло из цилиндров, промыть их и заполнить новым

Глава 4

РЕМОНТ АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

4.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ОРГАНИЗАЦИИ И ПРОВЕДЕНИЯ РЕМОНТА ПРОМЫШЛЕННОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

Организация и проведение ремонта арматуры охватывают целый комплекс мероприятий, включающих:

– разработку проекта ремонта с определением принципа организации ремонтной службы, схем организации ремонтных работ, номенклатуры и объемов ремонтируемой арматуры;

– разработку ремонтной документации;

– выбор оборудования, определение численности работающих и разработку планировки ремонтно-механического участка (РМУ) или цеха (РМЦ), исходя из имеющихся или проектируемых производственных площадей и экономической целесообразности организации ремонта арматуры;

– переподготовку и обучение персонала;

– комплектацию, монтаж и запуск технологического и вспомогательного оборудования;

– пуск РМУ или РМЦ.

При разработке проекта организации ремонта следует учитывать, что плановые ремонты арматуры: текущий, средний, капитальный, как правило, выполняются централизованно РМУ или РМЦ. Однако в последние годы появились ремонтные службы и с другими принципами организации.

По принципу организации ремонтная служба может быть централизованной, децентрализованной и смешанной [13]. При централизованной системе техническое обслуживание и ремонт всего оборудования, включая арматуру, выполняются силами РМУ или РМЦ. При неполной централизации техническое обслуживание арматуры осуществляется работниками технологического цеха, а все виды ремонта – РМЦ. При децентрализованной системе все виды ремонта производятся на ремонтных участках технологических цехов.

Поскольку ремонт арматуры, как правило, не является самостоятельным производством, централизация ремонтных работ осуществляет-

ся в экономически оправданных пределах, которые исключают увеличение потерь в основном производстве из-за снижения оперативности выполнения ремонтных работ и возрастания простоев оборудования.

Полная децентрализация оказывается эффективной для небольших цехов. Для средних и крупных цехов целесообразен смешанный способ выполнения ремонтных работ.

Степень централизации определяется коэффициентом централизации $K_ц$:

$$K_ц = P/P_o,$$

где P – количество рабочих, находящихся в централизованных ремонтных службах; P_o – общее количество ремонтного персонала предприятия.

Кроме внутризаводской развивается и межзаводская централизация ремонта. Например, специализированные тресты являются межзаводскими ремонтными предприятиями, которые проводят ремонт на предприятиях подрядным способом. Доля работ, выполняемых на предприятиях при капитальном ремонте специализированными трестами, неуклонно возрастает.

Другой формой межзаводской централизации является создание специализированных ремонтных заводов, которые осуществляют ремонт арматуры, поступающей с предприятий, в своих цехах. Это становится экономически оправданным, когда

$$C_{рем} + T + M < C_{пр},$$

где $C_{рем}$ – себестоимость ремонта на специализированном заводе; $C_{пр}$ – себестоимость ремонта в условиях предприятия; T – расходы на транспорт и упаковку; M – расходы на монтаж и демонтаж арматуры.

Территориальные ремонтно-строительные тресты располагают квалифицированными кадрами, имеют в своем составе хорошо оснащенные цеха по восстановлению арматуры и запчастей.

Помимо ремонта специализированные ремонтные предприятия (ремонтные тресты, ремонтные участки и базы) осуществляют: 1) изготовление запчастей и технологической оснастки; 2) разработку и изготовление средств механизации; 3) разработку технологии ремонта; 4) создание обменного фонда арматуры и ее отдельных узлов.

Кроме внутризаводской и межзаводской централизации возможна также межотраслевая централизация, при которой ремонт арматуры осуществляет завод, выпускающий арматуру данного исполнения.

В нефтеперерабатывающей промышленности силами предприятий ремонтируется две четверти оборудования, одна четверть – силами ремонтных организаций отрасли и одна четверть – силами других ремонтных организаций.

По организации работ ремонты могут быть квалифицированы следующим образом:

1. ***По месту работ*** [26]:

– ремонт РМ-1 на месте установки арматуры;

– ремонт РМ-2 корпуса арматуры на месте установки, а узлов – в РМЦ;

– ремонт РМ-3 арматуры в РМЦ.

2. ***По объему ремонта***:

– подетальный – замена изношенных деталей;

– поузловой – замена отдельных узлов;

– поэлементный – замена арматуры резервной.

3. ***По времени работ***:

– равномерно распределенный на весь год;

– сосредоточенный на период остановки технологической установки (остановочный ремонт);

– сосредоточенный на часть года (сезонный ремонт).

Каждый вид ремонта (РМ-1, РМ-2, РМ-3) имеет свои достоинства [26]. Ремонт РМ-2, например в РМЦ более экономичен и высококачествен, однако часть работ приходится выполнять на месте установки арматуры.

Ремонт ведут на основании разработанной документации, включающей ведомость объема работ, уточняемого после разборки ремонтируемых объектов и проверки технического состояния деталей изделия, технологического графика ремонта, в котором указывают последовательность выполнения работ, спецификацию сменяемых деталей и узлов, перечень необходимых материалов, инструментов, приспособлений, оборудования. Разрабатывают технологические карты на ремонтные операции, указания по организации рабочих мест и расчетные данные о затратах труда. Для проведения капитального ремонта разрабатывают ремонтную документацию, базирующуюся на оборудовании участка, цеха для ремонта арматуры. На рис. 4.1.1 приведен пример участка для ремонта трубопроводной арматуры объемом 1000 единиц в год.

Укрупненное технико-экономическое обоснование организации производства ремонта арматуры по заказу может быть выполнено, например, службой маркетинга НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза [28].

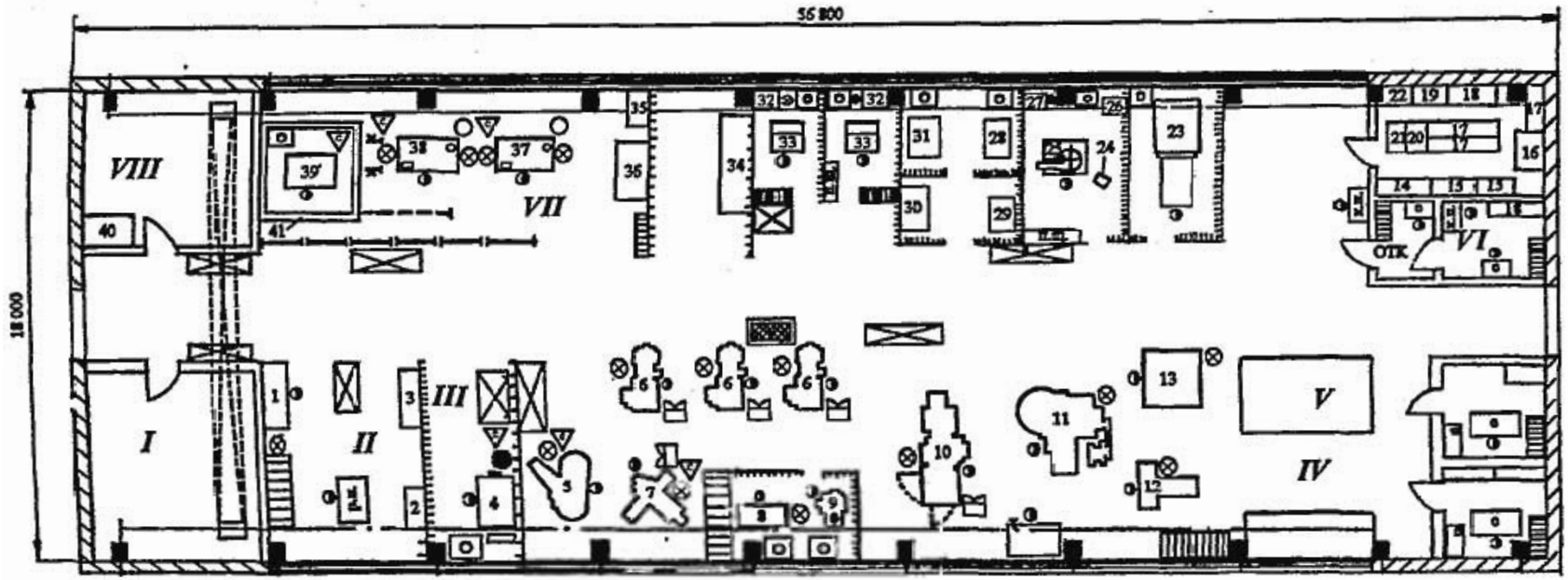


Рис. 4.1.1. Участок для ремонта общепромышленной трубопроводной арматуры объемом 1000 единиц в год:

I – склад изделий, поступивших в ремонт; *II* – отделение разборки, сборки, дефектации; *III* – отделение мойки; *IV* – заготовительное отделение; *V* – место складирования листового проката; *VI* – измерительная лаборатория; *VII* – отделение испытаний; *VIII* – склад готовых изделий; *1* – рабочее место для разборки и сборки трубопроводной арматуры D_y 50 … 600 мм; *2* – установка для изготовления сальниковых колец; *3* – стенд для опрессовки сальниковой набивки; *4* – ванна; *5* – станок радиально-сверлильный; *6* – станок токарно-винторезный; *7* – станок вертикально-фрезерный; *8* – станок заточной; *9* – станок точильно-шлифовальный двусторонний; *10* – станок токарно-винторезный; *11* – станок токарно-карусельный; *12* – автомат ножовочно-отрезной; *13* – ножницы комбинированные; *14* – стеллаж для среднего инструмента; *15* – стеллаж для абразивного инструмента; *16* – стеллаж для крупногабаритного инструмента; *17* – стеллаж для мелкой и средней оснастки; *18* – закрытый стеллаж для измерительного инструмента; *19* – стол картотечный; *20* – стеллаж для мелкого инструмента; *21* – стол для сортировки инструмента; *22* – стеллаж для списанного инструмента; *23* – электропечь с выкатным подом; *24* – пульт управления; *25* – станок наплавочный; *26* – выпрямитель сварочный универсальный; *27* – шкаф управления; *28* – печь для прокалки флюсов; *29* – емкость для хранения флюсов; *30* – стеллаж для хранения электродов; *31* – печь для прокалки электродов; *32* – выпрямитель сварочный; *33* – стол сварщика; *34* – подставка для переносных устройств шлифования и притирки (УПЧ); *35* – пневмоуправляемая станция для создания гидравлического давления; *36* – подставка для заглушек; *37* – стенд для гидроиспытаний; *38* – стенд для испытаний и настройки клапанов предохранительных; *39* – стенд для пневмоиспытаний регулирующих клапанов; *40* – подставка для консервации; *41* – бокс для пневмоиспытаний

Обоснование учитывает номенклатурную программу и объем годового ремонта, решения по составу технологического процесса ремонта, включает расчет оборудования, капитальных вложений, численности работающих, эксплуатационных затрат и технико-экономических показателей. По данным потребителей оборудования, выпускаемого НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", срок окупаемости капитальных вложений при ремонте специальной арматуры D_y 15 ... 1000 мм на p_y до 6,3 МПа в количестве 1000 единиц составляет 5 лет, 3000 единиц – 2 года, 5000 единиц и более – менее года.

При проведении ремонта арматуры должен быть предусмотрен надлежащий технический контроль за качеством выполнения всех ремонтных работ.

Прием устройства в ремонт производится на основании акта, составленного по результатам диагностирования с приложением дефектовочной ведомости. Изделия, направляемые на ремонт (или прибывшие из ремонта для установки на место), транспортируются в законсервированном виде.

На основании разработанной технической документации выписывают наряды, в которых указываются намеченные ремонтные работы и лицо, ответственное за их выполнение. Перечисляются мероприятия, которые должны быть предусмотрены для обеспечения безопасности: номера закрытых кранов, клапанов; места установки заглушек на трубопроводе; места ограждения рабочих мест; снятие напряжения с электрооборудования.

4.2. ТРЕБОВАНИЯ К ВОССТАНОВЛЕНИЮ КАЧЕСТВА АРМАТУРЫ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Для целевой арматуры как элемента, существенно влияющего на работоспособность и эффективность работы установки в целом, актуальны мероприятия, связанные с оптимизацией сроков прогнозируемых ремонтов, с обеспечением ремонтной технологичности конструкций, включая сборку отремонтированной арматуры, и с организацией контроля параметров точности деталей (шероховатости, волнистости, отклонений формы, расположения, размеров).

4.2.1. Обеспечение при восстановлении арматуры принципов оптимизации и системности ремонта

Для предупреждения и устранения отказов арматуры на предприятиях имеются специальные эксплуатационные службы. Служба обычно

состоит из участка, цеха, где осуществляется централизованный ремонт, и участков эксплуатации. Существующие системы технического обслуживания и ремонта основаны на комплексе взаимосвязанных положений и норм, предусмотренных нормативной документацией.

Оптимизация сроков проверок и ремонтов. Техническое обслуживание и ремонт бывают двух видов: плановое обслуживание и ремонт, которые проводятся регулярно с установленной периодичностью для предотвращения роста отказов; неплановое обслуживание и ремонт, которые проводятся после возникновения отказов для восстановления функций систем.

Первый вид технического обслуживания и ремонта, включающий профилактические осмотры и ремонты, относится к числу наиболее важных способов сохранения надежности технических устройств в процессе их эксплуатации. Однако при нормативной системе технического обслуживания и ремонта он оказывается недостаточно эффективным вследствие неоптимальной периодичности ремонтов отдельных систем, отсутствия системы прогнозирования отказов и нерационального распределения запасов резервных элементов.

Рассмотрим задачи оценки последствий отказов. Любой отказ приводит к выходу технологического процесса из оптимального режима, при этом неизбежно возникают потери, влияющие на эффективность ведения процесса. При отказе системы с арматурой технологический процесс проходит последовательно стадии: остановка процесса (перевод процесса на промежуточный режим); пребывание процесса на промежуточном режиме; пуск процесса (перевод процесса на нормальный режим после ремонта системы).

Последствия отказов можно измерить средней стоимостью одного отказа, которая выражает в стоимостных единицах среднюю потерю производительности, сырья, энергии и т.д. вследствие отказа.

Суммарная длительность стадий остановки и промежуточного режима определяется временем восстановления системы при аварийном ремонте. Рассмотрим составляющие времени восстановления системы более подробно.

Неисправность элемента системы можно устранить двумя способами: без замены неисправного элемента и с его заменой. В первом случае неисправность устраняет оперативная эксплуатационная служба на месте установки арматуры. Этапы ремонта системы даны на рис. 4.2.1. Простейшая схема устранения отказа приведена на рис. 4.2.1, *а*. Структура времени устранения отказа заменой представлена на рис. 4.2.1, *в*.

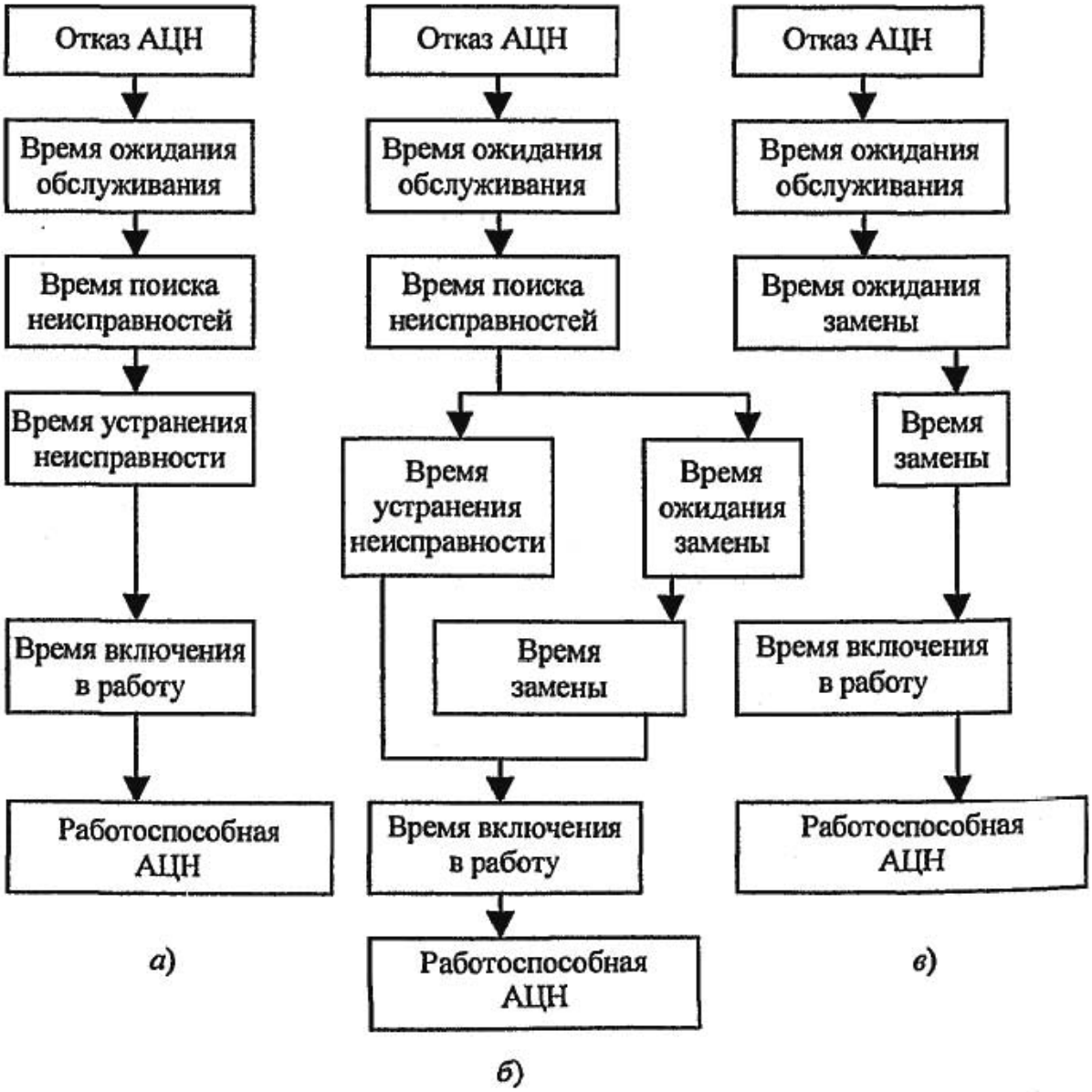


Рис. 4.2.1. Структура времени устранения отказа арматуры целевого назначения (АЦН) для типовых случаев эксплуатации и ремонта

Для большинства систем более типичным является промежуточный случай (см. рис. 4.2.1, *б*). Здесь часть неисправностей устраняется дежурным персоналом на месте, а другая часть, требующая специальных условий, ремонтируется на централизованных участках. На место арматуры, нуждающейся в централизованном ремонте, устанавливают запасную.

Ремонтопригодность арматуры, входящей в технологическую систему, колеблется в широких пределах и характеризуется временем восстановления и временем замены. При таких показателях восстановления

стоимость одного отказа системы может достигать миллионов рублей, что вполне соизмеримо и чаще всего превышает капиталовложения в эту систему. Следовательно, необходимо внедрять оптимальные методы эксплуатации систем в производственных условиях действующего предприятия.

Оптимальная эксплуатация систем требует применения не нормативной, а "гибкой" адаптивной системы технического обслуживания и ремонта с использованием методики повышения надежности системы. Основу методики составляет моделирование на ЭВМ стохастического процесса возникновения отказов элементов систем. Моделирование осуществимо при наличии специальных моделей, которые можно назвать моделями технического обслуживания и ремонта. Их строят для определения рационального способа улучшения всех основных параметров надежности систем.

Эти модели позволяют учитывать процесс устранения неисправностей, причем своевременное устранение возникающих неисправностей создает предпосылки для повышения надежности системы. Наличие и характер использования резервного оборудования, способ обнаружения и устранения неисправностей, а также предполагаемое распределение времени безотказной работы систем и времени ремонта – вот основные факторы, определяющие математическую модель обслуживания и ремонта.

Современные эффективные методы расчета межремонтных сроков основаны на использовании информации о процессе изменения прогнозирующего параметра во времени (см. гл. 3).

При организации технического обслуживания необходимо определять параметры надежности систем и их элементов. В этом случае эффективно применение адаптивных методов, позволяющих совмещать сбор данных об эксплуатационной надежности систем с управлением их обслуживания.

Рассмотрим ситуацию, когда отказы обнаруживаются в результате контрольных проверок (КП). Необходимо решить задачу планирования проверок (определение периодичности), которая минимизирует математическое ожидание полных затрат от отказов и проведения самих проверок.

Модели КП описывают поведение стареющих систем. Старение является стохастическим, поэтому достоверное состояние системы можно установить только в результате проведения КП. Профилактику для стареющих систем можно осуществлять двумя способами: проводить ее регулярно с определенной периодичностью, либо сначала измерить некоторые параметры системы, имеющие свойство постепенно изменяться с течением времени старения арматуры или в результате ее разгерметизации, а затем решать вопрос о проведении профилактических мероприя-

тий. В первом способе используется только априорная информация о состоянии системы, второй же способ основан на применении апостериорной информации о ее состоянии [18].

Рассмотрим типичную постановку задачи. Пусть известны интенсивность отказов системы (отказы независимы) и вероятность мгновенного обнаружения неисправности. Если неисправность обнаружена, то устанавливается среднее время ее устранения. Периодичность КП планируют после внепланового ремонта или после окончания очередной профилактики. Средняя длительность КП может быть малой, если не обнаружены неисправности, и большой, если необходим ремонт. Планирование профилактики должно осуществляться таким образом, чтобы максимизировать коэффициент готовности системы. Сформулированную задачу и ее модификации решают методами теории восстановления.

Теперь рассмотрим второй способ. Если известно состояние системы в дискретные моменты, то планирование КП должно осуществляться на основании этой информации, которая называется апостериорной.

Для таких моделей характерна следующая постановка задачи. Подконтрольная система может находиться в одном из состояний 0, 1, ..., L. Состояние 0 обозначает новую систему, а L соответствует ее отказу. Известна стоимость контрольной проверки C при нахождении системы в состоянии j ($j < L$) и стоимость проверки ($C + A$), если система находится в состоянии L. Здесь A – штрафная стоимость. Требуется определить также сроки КП, при которых достигается минимальное значение средней стоимости КП в единицу времени.

При построении моделей определения оптимальных сроков проведения ремонтов систем исходными являются три подхода.

1. Первый способ характеризуется тем, что ремонты проводят по истечении времени τ_0 безотказной работы. Если отказ произошел раньше τ_0, то плановый ремонт совмещают с аварийным и начинают выполнять в момент отказа. После выполнения любого вида ремонта система считается новой и обязательно планируется следующий плановый ремонт через τ_0.

2. При втором способе плановые ремонты выполняют через τ_0 независимо от числа аварийных отказов, происшедших в промежутках между ними. После аварийного отказа выполняют только частичный ремонт, а после планового ремонта система считается новой.

3. Возможен третий подход к проведению профилактических работ. Здесь время τ_0 (через которое проводятся плановые ремонты) зависит от числа отказов и от действительного состояния арматуры системы. Он применим к так называемым постепенным отказам. Постепенные отказы

связаны с относительно медленными изменениями параметров элементов во времени и составляют основную долю отказов арматуры. Постепенные, а также часть внезапных отказов можно предотвратить, основываясь на статистических закономерностях возникновения неисправностей. Предотвращать отказы удается в том случае, если известен *прогнозирующий* параметр элементов и постепенное изменение структуры элементов подчиняется определенному закону.

Прогнозирующим называется такой параметр, который в любой момент характеризует изменение геометрии и структуры элемента и позволяет контролировать запас его надежности, преимущественно это герметичность и прочность арматуры.

Качество функционирования арматуры можно контролировать в процессе работы. С течением времени оно ухудшается, это означает приближение состояния элемента к уровню выхода из строя. Это дает возможность назначать предварительный уровень прогнозирующего параметра, при достижении которого необходимо выявить и заменить неисправный элемент – *порог функциональной герметичности.*

Для замены неисправного элемента необходимо иметь фонд резервной арматуры. Поэтому модель определения оптимальных сроков прогнозируемых ремонтов должна включать модель определения оптимального уровня запасов резервных элементов. Модели данного класса рассматриваются в рамках вопросов оптимального резервирования.

Для заданного периода времени минимизируется функция, характеризующая риск нехватки запасов резервных элементов и ограничения по их стоимости.

Функция связывает надежность всей системы с вектором резервных элементов. Элементы системы рассматриваются как совокупность $(W_i + S_i)$ элементов i-го типа, из которых W_i являются работающими, а S_i – резервными. Функция может означать и коэффициент готовности i-й подсистемы, и вероятность того, что число отказавших элементов i-го типа не превысит S_i, и некоторые другие показатели надежности. В простейших случаях эта задача формулируется как определение экстремума функции многих переменных.

Системная организация технологии ремонта. Применяя положения системного обеспечения качества целевой арматуры (см. гл. 1–3) к технологии восстановления затворов арматуры как иерархической системы, выделяем структурные составляющие деталей, выступающие определителями требований к заготовкам. Для деталей характерна структура с тремя уровнями иерархии: первый – деталь (сборочная единица), второй –

функциональная или структурная части детали (деталь) и третий – поверхность. Под заготовкой на каждый стадии анализа понимают ее трансформацию по уровням от поверхности до отремонтированного изделия в целом (табл. 4.2.1). Критериями трансформации выступают средние значения и рассеяния функциональных и соподчиненных геометрических параметров и параметров материала заготовки.

Технологическое обеспечение параметров и точности герметизаторов основывается на результатах следующего стадийного анализа:

– система "поверхность (герметизаторов затворов)" как определитель технологии восстановления герметизирующих поверхностей заготовок деталей затвора;

– система "часть детали (функциональная или структурная) – поверхность" как определитель технологии восстановления частей заготовок деталей затвора;

– система "деталь (герметизаторы затвора) – часть детали – поверхность" как определитель технологии получения заготовки детали затвора.

Технология обработки герметизирующей поверхности подчинена установлению параметров и точности герметизаторов затвора. Включает, наряду с определением оптимальных режимов обработки герметизаторов, проведение контроля параметров материала и точности изготовления.

Таблица 4.2.1

Структурные составляющие – определители заготовки	Структурные составляющие		
Заготовка как поверхность, часть детали, изделие	Элемент (поверхность)	Элемент (часть)	Элемент (изделие)
Поверхность (герметизирующая)	Система	Подсистема	
Часть детали (функциональная или структурная)		Система	Подсистема
Деталь (сборочная единица)			Система

Технологии притирки металлических герметизаторов, напыления полимера металлополимерных герметизаторов, точения полимерных герметизаторов специфичны и требуют применения специальных средств технологического оснащения. Метрологическое обеспечение качества герметизаторов затворов из металлов и из неметаллических материалов требует создания специальных средств технических измерений, преимущественно основанных на интегральной оценке герметизирующих поверхностей при малом измерительном усилии и в условиях низкой контроледоступности. Критерием оптимизации при внедрении специальных измерительных средств выступает трудоемкость контрольной операции.

Технология получения функциональной или структурной части детали должна отвечать условиям функционирования герметизирующей поверхности. Включает формообразование герметизирующей и замковой частей тарелки, пробки, клина и герметизирующей части седла в корпусе арматуры. Технология механической обработки под притирку металлических герметизаторов и напыление полимера металлополимерных герметизаторов, заделки полимера в гнезде полимерных герметизаторов должны быть подчинены технологии обработки герметизирующей поверхности.

Критерием оптимальности при выборе схем и режимов получения функциональной или структурной части выступает трудоемкость притирки металла, напыления полимера, точения полимера.

Технология формообразования заготовки должна подчиняться условиям функционирования части детали. Включает совершенствование технологий наплавки металлических герметизаторов, получения сырья металлополимерных герметизаторов, формообразования заготовок полимерных герметизаторов. Критерием оптимальности является трудоемкость механической обработки под наплавку и напыление, заделки полимера.

4.2.2. Ремонтная технологичность конструкции восстанавливаемой арматуры

Ремонтная технологичность конструкции изделий (ТКИ) проявляется при всех видах ремонтов, кроме текущего [30]. Различают ТКИ при плановых и неплановых ремонтах (при которых устраняются последствия повреждений и отказов). ТКИ при плановых ремонтах должна рассматриваться только для ремонтируемых изделий (для которых проведение ремонтов предусмотрено в эксплуатационной документации) применительно к предусмотренным в ремонтной документации операциям.

ТКИ при неплановых ремонтах рассматривается только применительно к восстанавливаемым изделиям (для которых в рассматриваемой ситуации восстановление работоспособного состояния предусмотрено в эксплуатационной документации).

Эксплуатационная и ремонтная ТКИ тесно связаны с другим важным свойством конструкции изделия – ремонтопригодностью, которая, в свою очередь, является важнейшей составляющей надежности.

Связь эксплуатационной и ремонтной ТКИ с ремонтопригодностью изделия. Ремонтопригодность является связующим звеном между эксплуатационной и ремонтной ТКИ и его надежностью. Основными показателями этих свойств являются затраты времени и труда на выполнение определенных комплексов профилактических и восстановительных операций, осуществляемых в процессе эксплуатации арматуры.

Эксплуатационная и ремонтная ТКИ характеризуются приспособленностью конструкции изделия к выполнению на нем определенных операций, а ремонтопригодность – потребностью изделия в конкретных операциях, обусловленных требованиями надежности и приспособленностью его к их выполнению.

Ремонтопригодность, будучи составляющей надежности, проявляется только в операциях, направленных на поддержание или восстановление работоспособного или исправного состояния изделия, т.е. только при техническом обслуживании (ТО) и ремонте (табл. 4.2.2).

Таблица 4.2.2

Свойство изделия, определяющее затраты при его эксплуатации	Эксплуатация	Ожидание	Транспортирование	Хранение	ТО	Ремонт	
						текущий	капитальный и средний
Потребность в операциях	I	I	I	I	II	II	II
Приспособленность к операциям					III	III	III

Обозначения: I – область проявления эксплуатационной ТКИ; II – область проявления ремонтопригодности; III – область проявления эксплуатационной ТКИ и ремонтопригодности одновременно.

Эксплуатационная и ремонтная ТКИ характеризуются средней оперативной продолжительностью и средней оперативной трудоемкостью изделия в ТО и ремонте определенного вида: РМ-1, РМ-2, РМ-3. Термин "оперативная" означает, что показатель характеризует только свойство конструкции изделия и его техническое состояние в отличие от аналогичных показателей системы ТО и ремонта, которые характеризуют общие затраты на ТО и ремонт изделия и зависят также от организации, применяемых технологических процессов и материально-технического обеспечения ТО и ремонта.

Вспомогательное время представляет собой часть оперативного времени, затрачиваемого исполнителем на подготовку изделия к ТО или ремонту и восстановление исходного положения частей изделия после их окончания.

Часть оперативного времени, затрачиваемая исполнителем на выполнение этих операций без учета вспомогательного времени, представляет собой основное время ТО или ремонта.

Под подготовительно-заключительным временем ТО или ремонта понимают время, затрачиваемое исполнителем на подготовку и приведение в порядок рабочего места и материальных средств (оборудования, инструмента и т.п.) перед началом этих операций, в процессе их выполнения или после их завершения, а также на получение исполнителем задания, инструктаж и ознакомление с технической документацией; под дополнительным временем понимают время, затрачиваемое исполнителем на личные надобностями и отдых.

Понятие "время" используется, как правило, для характеристики занятости каждого отдельного исполнителя ТО или ремонта, а для характеристики занятости изделия этими работами используется понятие "продолжительность".

Оперативная продолжительность ТО и ремонта зависит от приспособленности изделия к одновременному выполнению работ несколькими исполнителями и определяется минимальной продолжительностью при равномерной или одновременной загрузке всех исполнителей, а в остальных случаях – интервалом времени от начала работы первого исполнителя до завершения работы последним исполнителем.

Частные свойства, характеризующие ТКИ арматуры. Эксплуатационная и ремонтная ТКИ определяется рядом частных свойств, характеризующих приспособленность конструкции изделия к выполнению отдельных операций. К этим свойствам относятся доступность, легкосъемность, взаимозаменяемость, технологическая простота и преемст-

венность (применительно к процессам обслуживания и ремонта), контроле- и монтажепригодность изделия, восстанавливаемость его составных частей.

Доступность – свойство конструкции арматуры, определяемое следующими факторами:

1) наличием рабочих зон для выполнения операций ТО и ремонта;
2) свободным доступом к местам обслуживания и ремонта;
3) возможностью использования необходимого инструмента, средств механизации и технического контроля;
4) возможностью выполнения операций обслуживания и ремонта отдельных составных частей изделия без демонтажа корпусных деталей;
5) возможностью визуального контроля исполнителями своих действий при выполнении элементов операций.

По своему расположению места ТО и ремонта арматуры классифицируются по следующим признакам:

1) доступные со всех сторон;
2) для доступа к которым необходимо переместить или провернуть некоторые детали;
3) доступ к которым ограничивают составные части изделия, положение которых невозможно изменить;
4) доступные только после снятия некоторых деталей изделия;
5) доступные только после снятия и разборки сборочных единиц.

Коэффициент доступности арматуры

$$k_{д} = \frac{S^{(о)}}{S^{(о)} + S^{(в)}},$$

где $S^{(о)}$ – основная трудоемкость изделия в ТО (ремонте); $S^{(в)}$ – вспомогательная трудоемкость изделия в ТО (ремонте); $0 \le k_{д} \le 1$ (чем совершеннее конструкция изделия, тем выше коэффициент доступности).

Доступность имеет большое значение при выполнении практически всех операций ТО, а также текущего ремонта арматуры. В связи с тем что при капитальном ремонте, как правило, производится полная разборка изделия, это свойство при капитальном ремонте проявляется в значительно меньшей степени.

Легкосъемность – свойство конструкции арматуры, определяемое следующими факторами:

1) рациональным членением составных частей изделия, в том числе использованием блочного принципа его компоновки в затворе, сальнике;

2) использованием рациональных способов крепления и соединения составных частей изделия, подлежащих демонтажу при ТО и ремонте, которые исключают необходимость примнения местных нагревов, больших сил, ударов, сложной технологической оснастки, одновременного применения двух и более инструментов;

3) отсутствием необходимости применения оригинальных инструментов, приспособлений или другой оснастки;

4) обеспечением деталей посадками с гарантированным натягом и демонтажными базами;

5) применением на составных частях, имеющих большую массу, приспособлений, облегчающих их снятие с изделия (захватов, рымболтов, проушин и т.п.);

6) доступностью демонтажных баз для деталей и сборочных единиц.

Важное значение имеет легкосъемность при текущих (плановых и неплановых) ремонтах, а также при капитальных ремонтах. Высокие показатели легкосъемности являются необходимым условием для сокращения продолжительности этих видов ремонтов.

Взаимозаменяемость составных частей изделий – свойство конструкции составной части арматуры, обеспечивающее возможность ее применения вместо другой, аналогичной составной части, без дополнительной обработки с сохранением заданного качества изделия, в которое она входит.

Взаимозаменяемость составных частей арматуры определяется следующими факторами:

1) применением составных частей изделия одного назначения с одинаковыми характеристиками;

2) допусками на присоединительные размеры, исключающими подгоночные операции и дополнительное регулирование после сборки отдельных сборочных единиц и изделия в целом;

3) применение креплений, исключающих или сокращающих подгоночные и регулировочные операции при монтаже составных частей изделия;

4) ограничением числа сопряжений, не подлежащих обезличиванию и требующих селективного подбора деталей.

На взаимозаменяемость составных частей изделия существенно влияют ограничение их номенклатуры, применение стандартных и унифицированных составных частей, возможность применения готовых составных частей, ограничение типоразмеров применяемых деталей, в том числе крепежных, стопорных и т.п. Это позволяет одновременно сократить число применяемых при ТО и ремонте инструментов, приспособлений и тем самым снизить затраты времени на их подбор.

Коэффициент взаимозаменяемости

$$k_{в} = \frac{S_{м}}{S_{м} + S_{п}},$$

где $S_{м}$ – оперативная трудоемкость изделия в монтажных операциях по замене составных частей изделий при ТО и ремонте без учета пригоночных, регулировочных и селективных работ; $S_{п}$ – оперативная трудоемкость изделия в пригоночных, регулировочных и селективных операциях при ТО и ремонте изделия (чем совершеннее конструкция арматуры, тем выше коэффициент взаимозаменяемости).

Технологическая простота – свойство конструкции изделия, определяемое следующими факторами:

1) определенностью точек контроля технического состояния арматуры, регулирования, смазывания, крепления и т.п.;

2) логической последовательностью выполнения операций ТО и ремонта;

3) вариантностью сборки изделия;

4) количеством необходимых профессий исполнителей и требованиями к уровню их квалификации.

Операции ТО и ремонта по технологической сложности можно разделить на три группы: не требующие высокой квалификации исполнителей (мойка, очистка); требующие определенного навыка в выполнении простых приемов и операций (смазывание, подтягивание крепежа); требующие от исполнителя высокой квалификации и опыта (регулирование, диагностирование).

Сложность операций ТО и ремонта может быть оценена необходимым количеством исполнителей высокой квалификации (по разрядам) и специальностей для каждого вида ТО и ремонта.

Технологичность конструкции изделия тем лучше, чем меньше требуется для выполнения ТО и ремонта исполнителей высокой квалификации и различных специалистов.

Технологическая преемственность – свойство конструкции изделия, обеспечивающее возможность применения при его эксплуатации типовых и групповых технологических процессов ТО и ремонта.

Обеспечению технологической преемственности способствует унификация моделей арматуры по составным частям, комплектующему оборудованию, размещению органов управления, точек смазывания, номенклатуре смазочных материалов.

Преемственность технологических процессов позволяет сократить время, необходимое исполнителям для изучения эксплуатационных и ремонтных документов на изделие и освоение нового технологического оборудования, более полно и эффективно использовать уже имеющиеся у них навыки в выполнении операций ТО, ТЛО и ремонта.

Контролепригодность – свойство конструкции арматуры, обеспечивающее возможность, удобство и надежность ее контроля при ТО и ремонте.

Контролепригодность определяется следующими факторами:

1) приспособленностью конструкции изделия к использованию рациональных методов и средств диагностирования;

2) взаимным согласованием устройств сопряжения изделия со средствами диагностирования с учетом широкого использования стандартных и унифицированных устройств;

3) возможностью диагностирования всех параметров, предусмотренных в эксплуатационной документации на изделие без демонтажа его составных частей;

4) однозначностью соединения устройств сопряжения изделия и средств диагностирования, исключающей возможность их неправильного соединения;

5) рациональным расположением и доступностью устройств сопряжения;

6) легкосъемностью и легкосоединяемостью устройств сопряжения;

7) минимальным числом параметров, позволяющих обеспечить полноту и достоверность оценки технического состояния изделия.

Высокую контролепригодность обеспечивает применение сигнализаторов различной конструкции, оповещающих о превышении допускаемых значений контролируемых параметров (внешней и внутренней герметичности), а также применение стандартных унифицированных разъемов для приводной арматуры и т.п.

Для определения контролепригодности используют следующие основные показатели.

1. Средняя оперативная трудоемкость изделия при подготовке к диагностированию

$$S_{\text{п.д}} = \sum_{i=1}^{I} S_{\text{у.с}_i} + \sum_{j=1}^{J} S_{\text{м.д}_j},$$

где I – число диагностируемых параметров; j – число контрольных точек; $S_{\text{у.с}_i}$ – средние оперативные затраты труда на установку и снятие измерительных преобразователей и других устройств, необходимых для контроля i-го диагностируемого параметра; $S_{\text{м.д}_j}$ – средние оперативные затраты труда на монтажно-демонтажные операции на изделии для обеспечения доступа к j-й контрольной точке и приведения изделия в исходное состояние после диагностирования.

2. Средняя оперативная трудоемкость изделия в диагностировании

$$S_{\text{д}} = \sum_{i=1}^{I} S_{\text{д}_i} P_{\text{o}_i},$$

где $S_{\text{д}_i}$ – средние оперативные затраты труда на диагностирование по i-му параметру; P_{o_i} – априорная вероятность нахождения объекта диагностирования по i-му параметру в работоспособном состоянии.

3. Коэффициент глубины поиска дефекта

$$k_{\text{г.п}} = F / R,$$

где F – количество однозначно различимых составных частей изделия на принятом уровне деления, с точностью до которых определяется место дефекта; R – общее количество составных частей изделия на принятом уровне деления, с точностью до которых требуется определение места дефекта.

4. Коэффициент полноты проверки исправности (работоспособности, правильности функционирования)

$$k_{\text{п.п}} = \lambda_{\text{о.к}} / \lambda_{\text{о}},$$

где $\lambda_{\text{о.к}}$ – суммарная интенсивность отказов контролируемых составных частей изделия на принятом уровне деления; $\lambda_{\text{о}}$ – суммарная интенсивность отказов всех составных частей изделия на принятом уровне деления.

Для оценки контролепригодности арматуры могут быть использованы и такие показатели, как средняя оперативная продолжительность подготовки изделия к диагностированию, средняя оперативная продолжительность диагностирования, вероятность правильного диагностирования и др. [30].

Контролепригодность можно рассматривать как одно из основных свойств ТКИ при эксплуатации. Ее значение еще больше возрастает при переходе к ТО и ремонту изделий по состоянию.

Восстанавливаемость – свойство конструкции составной части арматуры, обеспечивающее возможность придания ей в процессе ремонта номинальных или ремонтных размеров и свойств.

Восстанавливаемость изделий определяется следующими факторами:

1) применением материалов и конструкций, позволяющих восстанавливать их до номинальных или ремонтных размеров и обеспечивать остальные требуемые характеристики;

2) наличием на деталях, подлежащих восстановлению, технологических баз (центровых отверстий, установочных поверхностей и т.п.), защищенных от повреждений и обеспечивающих возможность их многократного восстановления;

3) применением на быстроизнашивающихся деталях сменных частей;

4) приспособленностью к восстановлению прогрессивными методами;

5) ограничением номенклатуры деталей, требующих при восстановлении сложных технологических процессов и специального оборудования.

Восстанавливаемость сборочных единиц характеризуется: наличием демонтажных поверхностей, позволяющих без затруднения разбирать сборочные единицы на детали; использованием разъемных соединений, съемных деталей (колец, втулок, уплотнений и т.п.).

Каждый способ восстановления накладывает дополнительные специфические требования к восстанавливаемой детали.

Восстанавливаемость является качественной характеристикой конструкции изделия и количественно не оценивается.

Области проявления эксплуатационной и ремонтной ТКИ. Для каждого из рассмотренных свойств ТКИ характерны свои области проявления в процессе эксплуатации и ремонта изделия, причем эти свойства могут проявляться в различных сочетаниях.

Улучшение какого-либо одного свойства с сохранением остальных свойств влечет за собой улучшение ТКИ с точки зрения оперативной трудоемкости изделия в ТО и ремонте, однако это не всегда приводит к снижению их оперативной продолжительности. Поэтому изменение свойств целесообразно рассматривать комплексно.

В ряде случаев отработка конструкции изделия на технологичность может повлечь за собой изменение требований к условиям проведения ТО или ремонта арматуры или ее отдельных узлов.

Области проявления эксплуатационной и ремонтной ТКИ в общем случае приведены в табл. 4.2.3.

Таблица 4.2.3

Свойство	Подготовка к эксплуатации		Процессы эксплуатации								
			Транспортирование		Хранение		ТО	Ремонт			
								Текущий		Капитальный и средний	
	ТЛО	ТО	ТЛО	ТО	ТЛО	ТО		Плановый	Неплановый	Методом замены	Методом восстановления
Доступность	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	II
Легкосъемность	II	II	II	II	II	II	II	II	I	I	I
Взаимозаменяемость составных частей	–	–	–	–	–	–	II	I	I	I	I
Технологическая простота	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
Технологическая преемственность	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
Контролепригодность	–	I	–	I	–	I	I	I	I	II	II
Монтажепригодность	I	–	I	–	I	–	–	II	II	I	I
Восстанавливаемость	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	I

Обозначения: I – свойство проявляется в полной мере; II – свойство проявляется частично; – свойство не проявляется.

Уточненные расчеты размерных цепей по составным свойствам ТКИ. При оценке точности арматуры целевого назначения с использованием гармонического анализа спектральной теории неровностей отклонения замкнутого контура герметизаторов затвора представляют в виде ряда Фурье [5].

Первый член ряда Фурье $C_1 \cdot \cos(\varphi + \varphi_1)$ характеризует смещение осей. Отклонение расположения в виде эксцентриситета $e_{сис}$ деталей затвора описываем одной гармоникой.

Соотношение между замыкающим звеном ТΔ (см. гл. 2) и предельным значением (допуском) эксцентриситета деталей в затворе ТΔ $e_{сис}$ представляем в виде

$$T\Delta = a \cos(\varphi + \varphi_1),$$

где a – амплитуда отклонений расположения деталей, $a = e_{сис}$.

Распределение искомой величины ТΔ подчиняется закону нормального распределения. Тогда $T\Delta = 6\,\sigma(\Delta)$.

Случайность выражения сосредоточена в двух членах – амплитуде a и фазовом угле φ_1. Угол φ_1, как следует из анализа перемещений деталей затвора арматуры, равновероятно меняется в пределах $0 \le \varphi_1 \le 2\pi$, т.е. распределение φ_1 подчиняется закону равной вероятности. Закон распределения амплитуды a, характеризующей наибольшее заданное смещение, требуется установить.

Для решения задачи принимаем, что закону нормального распределения будет соответствовать как ТΔ, так и производная Т′Δ. Тогда, согласно теореме умножения, совместная плотность вероятностей независимых случайных величин равна произведению частных плотностей вероятностей. Для новых переменных – случайной амплитуды a и фазы θ – плотность вероятности системы определяем через якобиан преобразования от заданной системы к системе (a, θ).

Переходим, используя формулы совместного распределения вероятности для нескольких случайных величин, к плотности вероятности амплитуды a. Амплитуда a распределена по закону Рэлея. Плотность вероятности для данного закона равна $a = 5{,}25\,\sigma_{(a)}$. Но, поскольку, $a = e_{сис}$, то среднее квадратическое отклонение замыкающего звена

$$\sigma(\Delta) = \frac{T\Delta e_{сис}}{5{,}25\sqrt{2 - \pi/2}}.$$

Как следует из полученного соотношения, точность сборки деталей конструкций выше значений амплитуд отклонений расположения осей отдельно взятых деталей вследствие случайности во взаимном их расположении.

По второй методике соотношение зависимых величин размерной цепи представляем в виде

$$T_{i_{зв}} = a_i \cos\alpha,$$

где $T_{i_{зв}}$ – значение составляющего звена (его допуск); a_i – амплитуда или задаваемое отклонение расположения детали конструкции, $a_i = \Delta_i$; α – угол между радиусами-векторами.

В исходном соотношении текущая величина α равновероятно изменяется в пределах от $-\pi/2$ до $+\pi/2$, т.е. распределение α подчиняется закону равной вероятности. Амплитуда a_i распределяется по закону Рэлея. Задача уточненного расчета сводится к определению среднего значения $x_{i_{зв}}$ и рассеяния $S_{i_{зв}}$ составляющего звена по заданному $\Delta_{i_{max}}$ (предельному отклонению расположения детали конструкции).

Коэффициенты соотношения, выраженные через статические характеристики точности для i-го составляющего звена и отклонения расположения детали конструкции

$$x_{i_{зв}} = 0{,}637\overline{x_i};$$

$$S_{i_{зв}} = \sqrt{0{,}05S_i^2 + 0{,}1\overline{x}_i^2}.$$

Уточненные расчеты звеньев размерных цепей на расположение деталей затвора позволяют расширить допуски на детали конструкций арматуры.

4.2.3. Контроль параметров и точности восстановленных деталей

Контроль параметров материала и точности герметизаторов деталей затворов арматуры целевого назначения является обязательной технологической операцией при их восстановлении. Для осуществления контрольной операции предлагается комплекс средств технических измерений.

Выбор технических средств. При создании и ремонте арматуры предельная погрешность измерения не учитывается при назначении технологических допусков на параметры точности и материала [26]. В этой связи при выборе измерительных средств для арматуры главной задачей является повышение точности контрольной операции (рис. 4.2.2).

Точность контрольной операции определяется совокупностью используемых средств и условий измерения. Следовательно, в предельную погрешность входят погрешность собственно средства $\Delta_{\Sigma c_j}$ и измерения данным средством $\Delta_{\Sigma и_j}$.

Погрешность собственно средства $\Delta_{\Sigma c_j}$ складывается из погрешности индикатора $\Delta_{\Sigma ин_j}$ и конструкции средства $\Delta'_{\Sigma кон_j}$.

Погрешность индикаторов механического типа регламентирована, а индикаторов иного типа определяется точностью преобразования электрических и других сигналов в линейные и угловые величины.

Погрешность конструкций средств во многом определяется их технологичностью. Для деталей затвора арматуры точность измерительных средств следует повышать за счет уменьшения отклонений расположения осей и поверхностей деталей и узлов, совмещения отсчетной и базирующей поверхностей. Аттестация измерительных средств по погрешности конструкции позволяет рассматривать $\Delta'_{\Sigma кон_j}$ как систематическую.

Погрешность измерения средством $\Delta_{\Sigma и_j}$ зависит от погрешностей базирования $\Delta'_{\Sigma сб_j}$, нестабильности положения $\Delta'_{\Sigma н.п_j}$ и субъективности оператора $\Delta'_{\Sigma с.о_j}$.

Уровень погрешности базирования измерительного средства связан с соблюдением положений принципа инверсии. Погрешность $\Delta'_{\Sigma с.б_j}$ существенно уменьшается при базировании средства на контролируемую поверхность детали затвора, совмещении направления измерения с направлением сближения деталей затвора при их силовом замыкании.

Вследствие разности температур детали и средства измерения, погрешности формы контролируемой поверхности и разности усилий при установке средства на деталь возникает погрешность нестабильности положения. С целью уменьшения этой погрешности выбирается конфигурация базирующей поверхности средства, обеспечивающая самоцентри-

Рис. 4.2.2. Структура требований к средствам контроля точности деталей арматуры целевого назначения

рование ее по контролируемой детали. При этом центр тяжести средства должен быть координирован ниже плоскости контакта базирующей и контролируемой поверхностей.

Погрешность от субъективности оператора наиболее значима при использовании в средствах измерения индикаторов часового типа.

В промышленных средствах измерения для контроля арматуры погрешность уменьшена за счет применения цифровых показывающих блоков [15, 16].

Таким образом, предельная погрешность приборов без учета схемы измерения должна оцениваться как

$$\Delta_{J_j} = \Delta_{\Sigma ин_j} + \Delta_{\Sigma кон_j} + \sqrt{\Delta'^{\,2}_{\Sigma с.б_j} + \Delta'^{\,2}_{\Sigma н.п_j} + \Delta'^{\,2}_{\Sigma с.о_j}}\,.$$

Контроль линейных и угловых размеров деталей затвора. Приборы для контроля геометрических параметров деталей затвора арматуры различны по назначению. Первая группа приборов предназначена для прогнозной оценки точности, а вторая – для контроля точности деталей затвора арматуры в производственных и ремонтных условиях.

Сфероконусомер индикаторный – СКМ предназначен для измерения диаметра сферы пробки $D_ш$, диаметра сферического пояса металлических седел D_c и угла конического пояса седел $2\alpha_c$ из полимерных материалов шаровых кранов. Устройство позволяет без переналадки контролировать обе детали затвора шарового крана определенного D_y.

Устройство (рис. 4.2.3) включает: корпус *1* и основание *2*, имеющие ножевидные базирующие поверхности; шариковую направляющую, состоящую из сепаратора *3* и комплекта из шариков *4*. Индикатор *5*, с диапазоном миллиметровой шкалы 0 ... 10 мм и ценой деления основной шкалы 0,01 мм, закрепляется в корпусе винтом *6*. Шестью

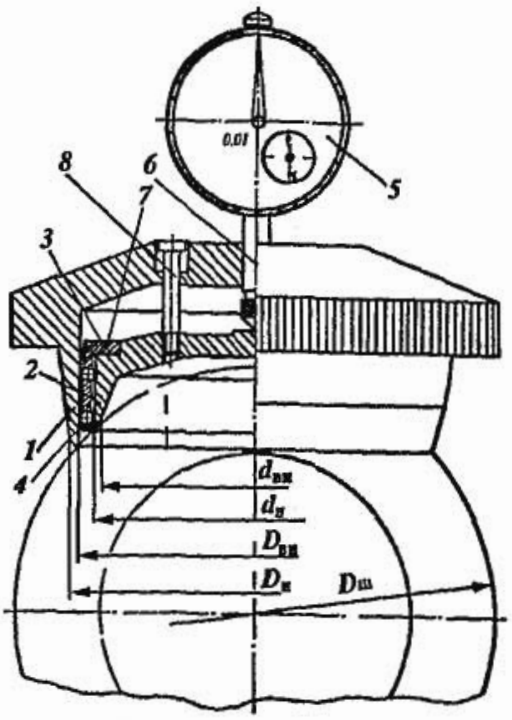


Рис. 4.2.3. Схема индикаторного сфероконусомера СКМ

винтами *7* сепаратор крепится к основанию *2*. Тремя стопорными винтами *8* основание фиксируется в корпусе прибора при его транспортировке.

Значения $2\alpha_c$, D_c и $D_ш$ определяют на основе расчета. Для определения угла уклона α_c используется тангенсная схема измерения

$$2\,\alpha_c = 2\,\text{arctg}\,[(D_н - d_н)/2\,(5-h)].$$

Определение значения радиуса D_c производится при воспроизведении окружностей диаметрами $D_и$ и $d_н$ по формуле

$$D_c = 2\sqrt{\frac{D_н^2}{4} + \left(\frac{D_н^2 - d_н^2}{8(5-h)} - \frac{5-h}{2}\right)^2}\,.$$

Диаметр шара определяется по формуле

$$D_ш = 2\sqrt{\frac{D_{вн}^2}{4} + \left(\frac{D_{вн}^2 - d_{вн}^2}{8(h-5)} - \frac{h-5}{2}\right)^2}\,.$$

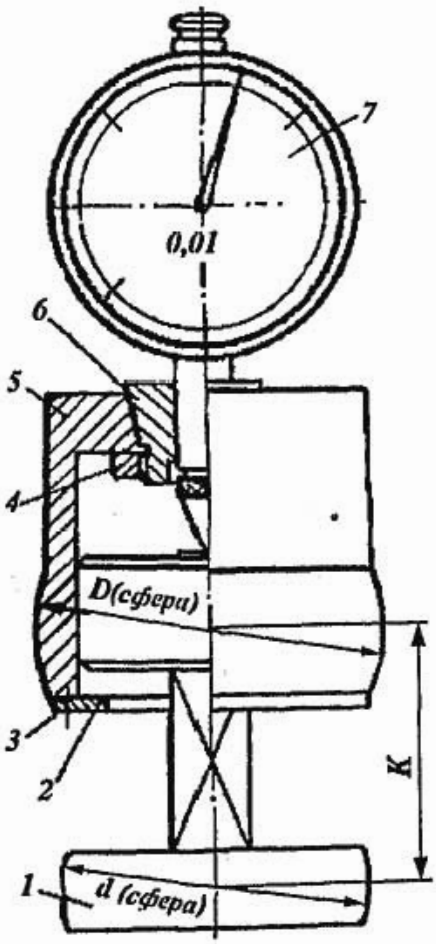


Рис. 4.2.4. Конусомер индикаторный КМК

Погрешность сфероконусомера ±5 мкм для линейных размеров и ±20″ при измерении угловых размеров.

Конусомеры индикаторные – КМК и КМП предназначены для измерения углов уплотнения корпуса и уплотнения пробки пробковых кранов. Устройства позволяют при базировании на уплотнительную поверхность контролировать углы деталей затворов пробковых кранов D_y 15 … 40 мм.

Основные детали конусомера КМК (рис. 4.2.4): корпус *5* и подвижное относительно корпуса основание *1*. Индикатор *7* часового типа, имеющий цену деления основной шкалы 0,01 мм, закреплен в корпусе цанговым зажимом, включающим гильзу *6* и натяжную гайку *4*. Для фиксации основания в корпусе при транспортировке прибора на торце корпуса винтами *3* крепится стопорная шайба *2*.

Значение угла при измерении данным способом определяется по формуле вида $2\alpha_c - 2\text{arctg}\frac{D-d}{2l}$.

Основные детали конусомера КМП (рис. 4.2.5): корпус *2* и основание *1*. Основание установлено в корпусе прибора по посадке с нулевым зазором и имеет возможность осевого перемещения, определяющего изменение размера *K*, фиксируемого по индикатору *5* с ценой деления основной шкалы 0,01 мм. Крепление индикатора в корпусе индикаторного конусомера осуществляется разрезной гильзой *4* и натяжной гайкой *3*. Фиксируется основание в корпусе прибора шайбой *6*, прикрепляемой к корпусу винтами.

При измерении по изменению *K*, используя специальные таблицы для пересчета, определяют отклонение действительного угла корпуса или пробки крана от угла специальных настроечных конусов.

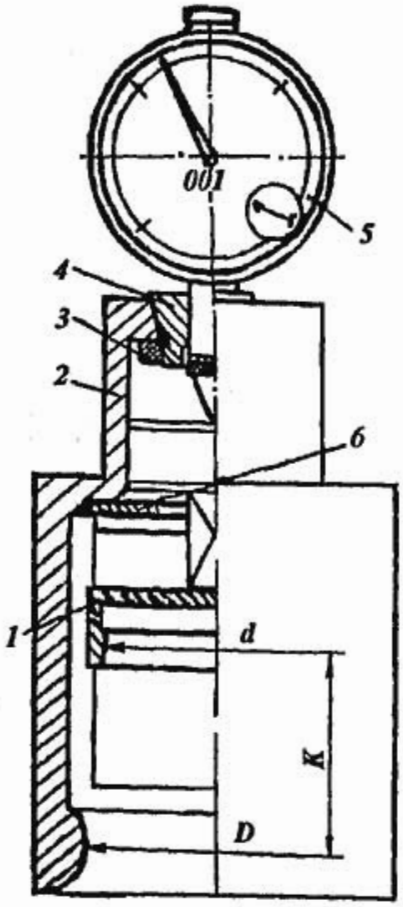


Рис. 4.2.5. Конусомер индикаторный КМП

Погрешность конусомеров ±15″.

Клиномеры – КК и КЛК предназначены для измерения углов между уплотнениями корпуса и клина клиновых задвижек D_y 50 … 400 мм. Устройства базируются на уплотнительные поверхности контролируемых деталей затворов.

Клиномер КК (рис. 4.2.6) включает контрольные скалки *2*, *3* разного диаметра и штангенглубиномер *4* с планкой *5*.

Принцип измерения основан на тригонометрическом методе. Контролируемый корпус *7* устанавливается на поверочную плиту *1* и фиксируется клиновыми упорами *6*. В корпус под собственным весом опускают малую скалку *2*. Штангенглубиномером *4* измеряют расстояние $Б_1$ до центральной рабочей поверхности скалки. После этого в корпус устанавливают скалку *3* большего диаметра и измеряют от той же базы расстояние $Б_2$. Полный угол уплотнений корпуса определяют по формуле

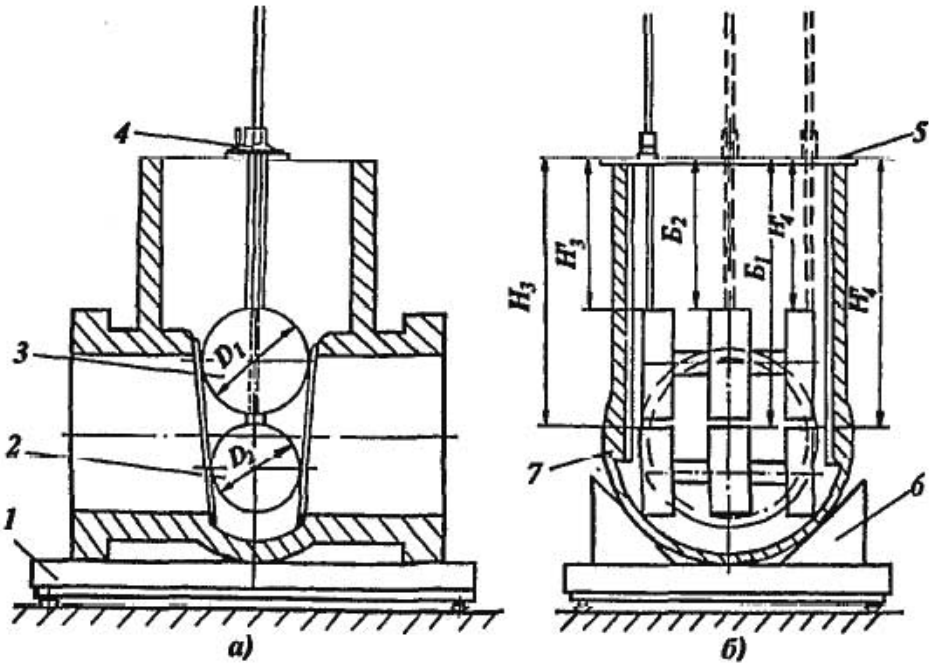


Рис. 4.2.6. Схема измерения устройством КК:
а – угла корпуса; *б* – отклонения взаимного расположения уплотнений корпуса

$$2\alpha_к = 2\arcsin\left(\frac{D_1 - D_2}{2L}\right),$$

где $L = (Б_1 - Б_2) - \frac{D_1 - D_2}{2}$.

Устройство КК позволяет оценить отклонение расположения уплотнений корпуса. Штангенглубиномером измеряют размеры H_3, H_4 и H'_3, H'_4 (см. рис. 4.2.6, *б*) до боковых рабочих поверхностей скалок. Погрешность взаимного расположения определяют как

$$\Delta\alpha_б = \arcsin\left|\frac{D_1 - D_2}{L_1} - \frac{D_1 - D_2}{L_2}\right|,$$

где $L_1 = (H_3 - H'_3) - \frac{D_1 - D_2}{2}$; $L_2 = (H_4 - H'_4) - \frac{D_1 - D_2}{2}$.

Погрешность устройства ±15″.

Клиномер КК (рис. 4.2.7) состоит из клинового установочного приспособления сборной конструкции, поверочной плиты, индикаторной стойки с индикатором часового типа и шаблона. Клиновое установочное

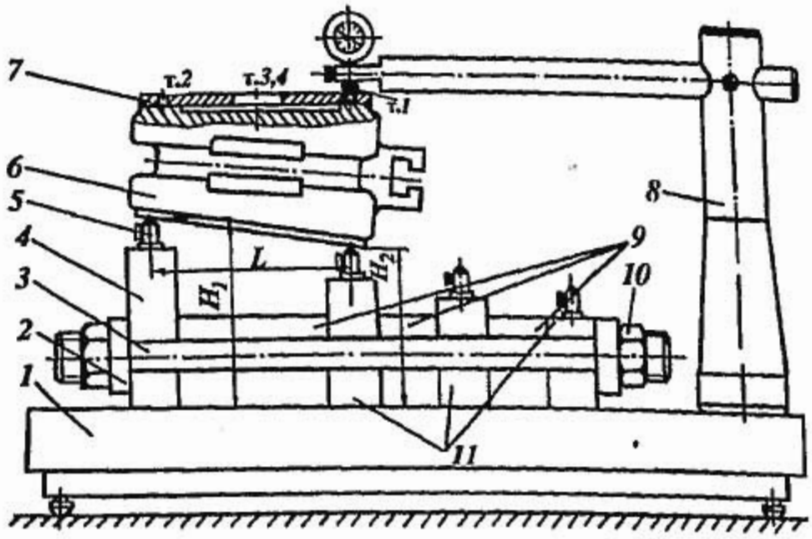


Рис. 4.2.7. Схема измерения устройством КЛК

приспособление состоит из планки *4* с центральной опорой *5*, которая является базовой для клиньев различной длины, планок *11* с двумя различными наконечниками, базовое расстояние между которыми обеспечивается промежуточными планками *9*. Приспособление собирают с помощью боковых планок *2*, шпилек *3* и гаек *10*.

По данным аттестационных замеров устанавливают номинальный угол, применительно к каждому типоразмеру клиньев, по формуле

$$\alpha_н = \text{arctg}\left(\frac{H_1 - H_2}{L}\right),$$

где H_1 – высота планки с центральной опорой, мм; H_2 – высота планки с двумя опорными наконечниками, мм; L – расстояние между осями опорных наконечников, мм.

При измерении контролируемый клин *6* по рискам устанавливают на устройство, опорной поверхностью базирующееся на поверочной плите *1*. В качестве отсчетного устройства используется индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм, закрепленный на стойке *8*. На уплотнение клина устанавливается шаблон *7* с четырьмя отверстиями: тт. *1*, *2*, *3*, *4*. Относительно т. *1* индикатор устанавливается на ноль. Отклонение в т. *2* с учетом знака позволяет определить дополнительный угол клина относительно $2\alpha_н$:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{B_2}{L_{ш}}\right),$$

где B_2 – отклонение от нулевого положения стрелки индикатора в т. *2*; $L_{ш}$ – аттестованное расстояние между отверстиями шаблона. Полный угол клина

$$2\alpha_{кл} = \alpha_{н} \pm \beta.$$

Погрешность данного устройства ±20″.

Угломерные устройства "Сейтроник УУ2 (С.С.)" (рис. 4.2.8) являются нестандартизованными промышленными приборами.

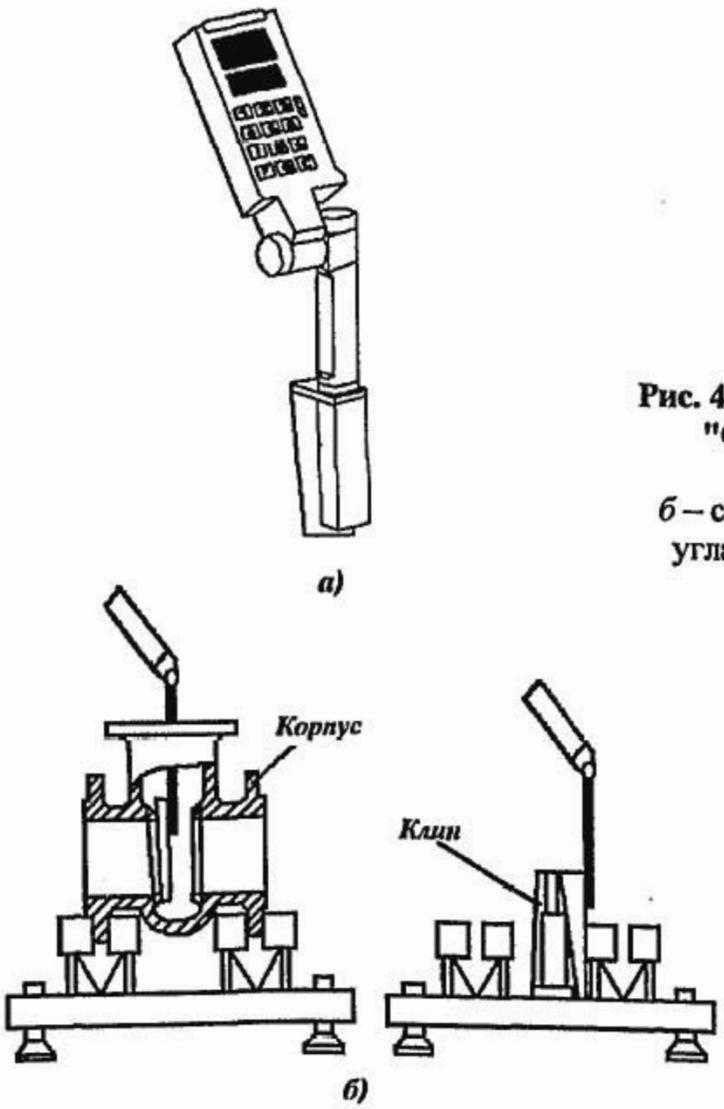


Рис. 4.2.8. Угломерное устройство "Сейтроник УУ2 (С.С.)":
а – общий вид;
б – схемы измерения отклонений угла корпуса и клина задвижки

Предназначены для измерения в цеховых и лабораторных условиях отклонений углов между уплотнительными поверхностями клиньев и корпусов задвижек D_y 50 ... 1000 мм. В основу измерения угла между уплотнительными поверхностями герметизаторов затворов задвижек положен принцип измерения отклонения угла относительно углового эталона. Включают измерительную часть – первичный преобразователь с цифровым отсчетом отклонения от угла уклона (5°) и подставку для предварительной установки клина и корпуса задвижки. Угломерное устройство снабжено сетевым и автономным питанием, имеет малые габариты и массу, высокую надежность. Основные технические данные приведены в табл. 4.2.4.

Контроль отклонений формы, волнистости и шероховатости герметизаторов. Индикаторные устройства оценки отклонений формы и волнистости в основном рекомендуются для полимерных и эластомерных герметизаторов, для оценки металлических герметизаторов используют кругломеры заводов "Калибр", г. Москва, и "Сейтронмаш", г. Пенза. Из-

Таблица 4.2.4

Технические данные	Значения
Вид отсчета результатов измерений	цифровой
Номинальный измеряемый угол, °	10
Диапазон измеряемого угла, °	6 ... 14
Принцип действия	контактный
Метод измерения	непосредственной оценки
Разрешающая способность, "	10
Предел допускаемой основной погрешности, %	5 ... 10
Диапазон использования D_y, мм:	
УУ2 (С.С.)-1	50 ... 250
УУ2 (С.С.)-2	300 ... 500
УУ2 (С.С.)-3	550 ... 1000

мерение параметров шероховатости осуществляют отечественными и зарубежными профилометрами и профилограф-профилометрами.

Плоскомакроволномер индикаторный – ПМВ (рис. 4.2.9) реализует принцип инверсии, т.е. базируется на контролируемой поверхности. Предназначен для оценки отклонений формы (неплоскостности) и волнистости полимерных герметизаторов затворов клапанов и задвижек с D_y от 100 мм.

Три опоры ПМВ образуют прилегающую плоскость, относительно которой производится отсчет высот неровностей поверхности уплотнения.

На корпусе *10* закреплены винтами *13* три опорные втулки *12* под углом 120°. В их отверстиях расположены фиксаторы *21*, закрепленные винтами *22*. Регулировочные винты *23* ввернуты в фиксаторы. К корпусу прикреплены шкала *11* и зубчатая шестерня *9* храпового устройства. В торце вала *16*, вращающегося в радиально упорных подшипниках *17* и *15*, установлен штокодержатель *7*, одновременно крепящий колпак *8* храпового устройства. На колпаке закреплены стрелка *14* и пластинчатая пружина *18*. Винтом *6* фиксируется шток *5*, на котором закреплены (последовательно) серьга *4*, промежуточный шток *20*, пластины *1*, винт *2*, зажимные винты *19*, индикатор часового типа *3* с точностью отсчета по шкале 0,001 мм. Прибор имеет три комплекта сменных опорных втулок, при помощи которых осуществляется измерение неплоскостности колец уплотнений в диапазоне D_y 100 … 400 мм.

Погрешность прибора ±5 мкм.

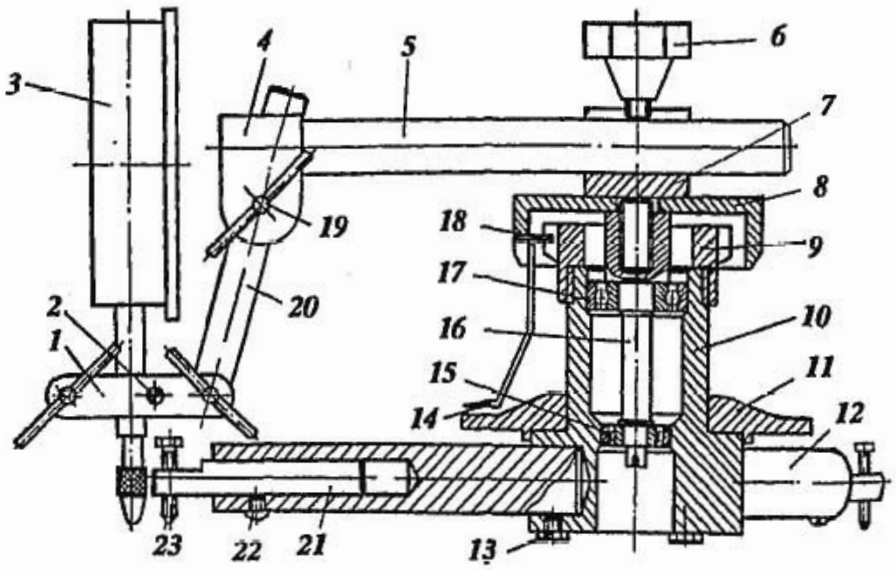


Рис. 4.2.9. Плоскомакроволномер индикаторный ПМВ

Сферомакроволномер СМВ ***и сфероконусомакроволномер*** СКМВ индикаторные предназначены для измерения отклонения формы и волнистости уплотнений деталей затвора шаровых кранов. Приборы, снабженные комплектом сменных оснований, позволяют аттестовывать детали затвора шаровых кранов D_y 50 … 125 мм. Прибор СМВ предназначен для измерения ΔФ и W_{max} шаровой пробки, а СКМВ – для аттестации данных параметров точности полимерных седел.

Прибор СМВ (рис. 4.2.10) состоит из корпуса *1*, основание *2*, имеющее ножевидную базирующую поверхность, и радиально-упорного подшипника *3* 4 класса точности. Индикатор *6* крепится к корпусу винтом *4*. Выставлялись прибор по уровню регулировкой опор *5*.

Прибор СКМВ (рис. 4.2.11) состоит из корпуса *1*, основания *2* со сферической базирующей поверхностью, вала *3*, штока *4*, винта *5* для крепления штока к валу, двух радиально-упорных подшипников *6* 4 класса точности. Вал фиксируется в корпусе крышкой *7*, которая крепится тремя винтами *8*. Индикатор *10* крепится на штоке винтом *9*.

Оба прибора оснащены индикаторами с диапазоном измерения 0 … 1 мм и ценой деления основной шкалы 0,001 мм.

Аттестация приборов в сборе осуществляется по следующей методике. Индикаторы приборов вводят в контакт с базирующими поверхностями оснований. В первой точке круговых шкал приборов индикаторы

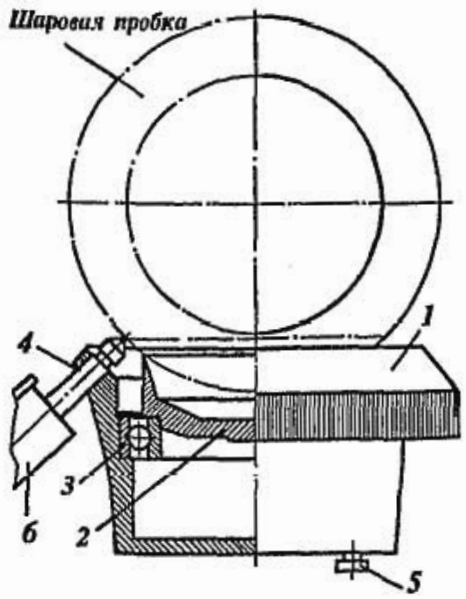


Рис. 4.2.10. Сферомакроволномер индикаторный СМВ

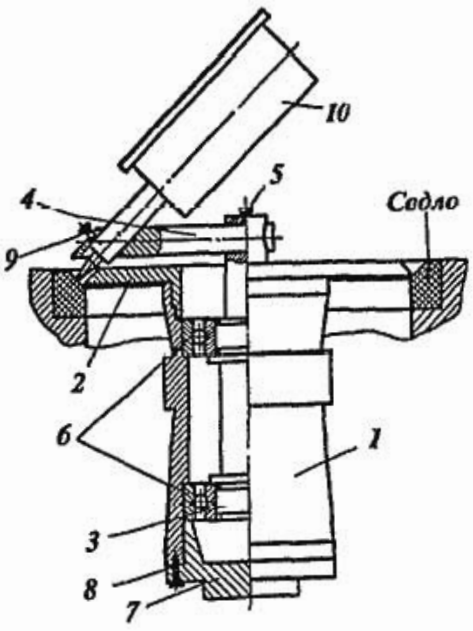


Рис. 4.2.11. Сфероконусомакроволномер индикаторный СКМВ

устанавливают на ноль. При повороте основания в СМВ и штока с индикатором в СКМВ через 10° фиксируют отклонения, характеризующие погрешность $\Delta'_{\Sigma кон}$. При измерении деталей затвора отклонения учитывались (погрешность $\Delta'_{\Sigma кон}$ при этом принималась равной нулю).

При измерении относительно базирующей поверхности основания проводилась регистрация отклонений в фиксированных точках по периметру хордального сечения уплотнений шаровой пробки и седла. При этом базирующая поверхность основания СМВ образует описывающую окружность для шаровой пробки и вписанную окружность у СКМВ – для жестких и упругих седел.

Погрешность устройств ±5 мкм.

Измерительная система "Абрис-К10.2" (рис. 4.2.12) является стандартизированным промышленным прибором.

Предназначена для измерения в цеховых и лабораторных условиях отклонений расположения, формы и волнистости деталей. Система позволяет оценивать плоские, цилиндрические, конические и сферические уплотнительные поверхности.

Система позволяет проводить измерения: отклонений от круглости, от прямолинейности, расположения осей и поверхностей, радиального и торцового биения, волнистости и специальные измерения (гранность, гармонический анализ, прецизионные измерения, автоматическая проверка, построение тестов). Включает измерительный блок, дисплей, печатающее устройство. Система отличается высокой точностью и простотой в обращении. Некоторые технические характеристики приведены в табл. 4.2.5.

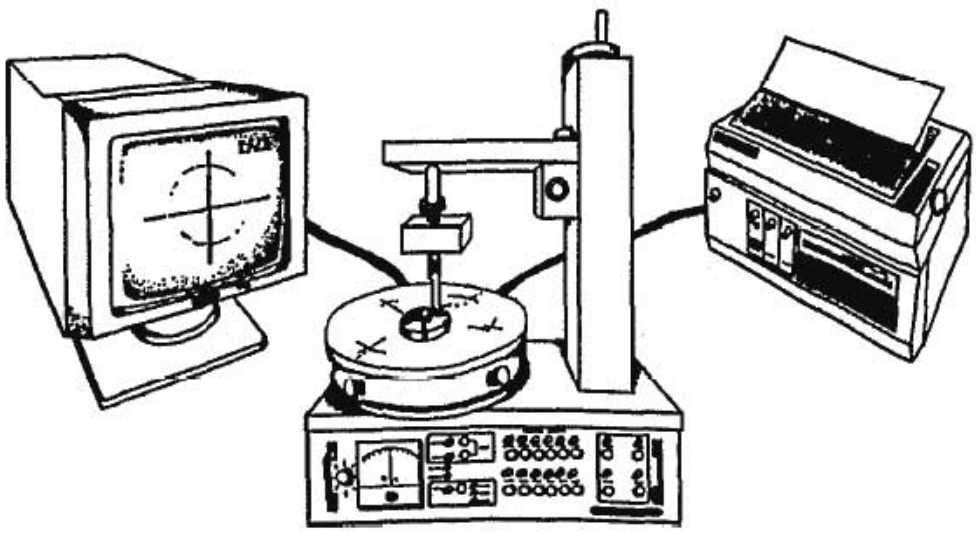


Рис. 4.2.12. Измерительная система "Абрис-К10.2"

Таблица 4.2.5

Характеристики	Значения
Наибольший диаметр измеряемых поверхностей, мм	320
Наибольшая высота измеряемых деталей, мм	250
Радиальная/осевая погрешность шпинделя, мкм	0,05/0,08
Наибольшее вертикальное увеличение	50 000
Предел допускаемой основной погрешности, %	10
Габаритные размеры, мм	540 × 320 × 700

Профилометр малогабаритный "Сейтроник ПМ8-Э (С.С.)" (рис. 4.2.13) является стандартизированным промышленным прибором.

Предназначен для измерения в цеховых и лабораторных условиях параметров шероховатости: *Ra*; *Rz*; *Sm*. Позволяет осуществлять измерение параметров шероховатости поверхностей любого пространственного положения. Имеет выносной малогабаритный датчик, источник питания от сети 220 В через адаптер или аккумуляторные батареи. В табл. 4.2.6 даны основные характеристики профилометра.

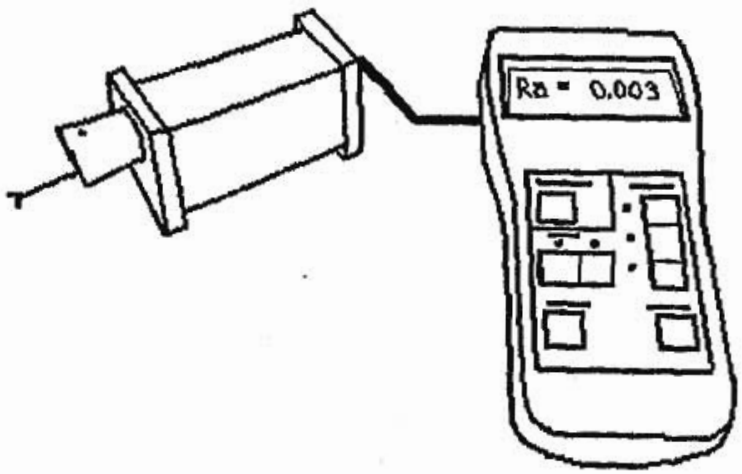


Рис. 4.2.13. Профилометр "Сейтроник ПМ8-Э (С.С.)"

Таблица 4.2.6

Характеристики	Значения
Минимальный диаметр измеряемого отверстия, мм	6
Наибольшая глубина измеряемых отверстий, мм:	
D = 6 … 27 мм	20
D свыше 28 мм	Ограничивается длиной кабеля (2 м)
Диапазон измерения по параметрам, мкм:	
Ra	0,04 … 12,5
Rz	0,16 … 50,0
Sm	8,0 … 250,0
Максимальная трасса ощупывания, мм	15
Значения отсечек шага, мм	0,25; 0,8; 2,5

4.3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РЕМОНТА ПРОМЫШЛЕННОЙ АРМАТУРЫ

Технологическое обеспечение ремонта промышленной трубопроводной арматуры включает:

– сопоставление заданной и достижимой точности технологического процесса;

– описание технологического процесса;

– режимное и инструментальное оснащение технологического процесса;

– выбор оборудования и оснастки, реализующих технологический процесс.

Основные операции, рекомендуемое универсальное и специальное оборудование и оснастка для ремонта клапанов и клиновых задвижек целевого назначения приведены в табл. 4.3.1.

Особенности технологического обеспечения ремонта арматуры рассматриваются по всему технологическому процессу для групп или отдельных операций.

Таблица 4.3.1

Основные ремонтные операции	Элементы арматуры	Клапаны с плоским уплотнением				Задвижки стальные и чугунные					
		D_y 50 … 150 мм		D_y 200 мм		D_y 50 … 150 мм		D_y 200 … 400 мм		D_y 500 … 800 мм	
		Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка
Разборка	Изделие (сборочная единица)	РМ-2 УПГ	–	РМ-2 УПГ	–	РМ-2 УПГ	–	РМ-3 УПГ	–	РМ-3 УПГ	–
Очистка	Деталь	Мойки ручные, пескоструйные системы, ванны									
Предварительная токарная обработка	Корпус, клин, золотник	16К20* 1М63*	УТ-3 УТ-4	СПА-1 1М63*	УТ-4	16К20* 1М63*	УТ-1 УТ-2	СПА-1, СПК-1 1520* 1520*	ТОК-1 ТОК-3	1516* 1516*	ТОК-2 ТОК-4
	Шпиндель	16К20*	ОТ-1…4, 6	16К20*	ОТ-2 … 5	1К62*	ОТ-1…3	1К62*	ОТ-2…4	1М63*	ОТ-5
Наплавка	Корпус, клин, золотник	СН-1	–	СН-1	–	СН-1	–	СН-1	–	СН-1	–
	Шпиндель	СН-3-3	–	СН-3-3	–	СН-3-3	–	СН-3-3	–	СН-3-3	–
Завальцовка колец для чугунных задвижек	Корпус	–	–	–	–	1М63* 16К20* 2Н150*	УТ-2 УТ-1 ПТЗ-1	1512*	ПТЗ-1 ТОК-1	1516*	ПТЗ-2 ТОК-2
	Клин (диск)	–	–	–	–	16К20* 1М63* 2Н150*	УТ-2 УТ-1 ПТЗ-1	1512*	ТОК-3 ПТЗ-2	1516*	ПТЗ-2 ТОК-4
Токарная обработка	Корпус, клин, золотник	16К20* 1М63*	УТ-3 УТ-4	СПА-1 1М63*	УТ-4	16К20* 1М63*	УТ-1 УТ-2	СПА-1, СПК-1 1512* 1512*	ТОК-1 ТОК-3	1516* 1516*	ТОК-2 ТОК-4
	Шпиндель	16К20*	ОТ-1…4, 6	16К20*	ОТ-2 … 5	1К62*	ОТ-1…3	1К62*	ОТ-2…4	1М63*	ОТ-5

Окончание табл. 4.3.1

Основные ремонтные операции	Элементы арматуры	Клапаны с плоским уплотнением				Задвижки стальные и чугунные					
		D_y 50 … 150 мм		D_y 200 мм		D_y 50 … 150 мм		D_y 200 … 400 мм		D_y 500 … 800 мм	
		Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка	Оборудование	Оснастка
Контрольная	Корпус, клин	–	–	–	–	УУ2-1 (с.с.)	–	УУ2-1 УУ2-2 (с.с.)	–	УУ2-2 УУ2-3 (с.с.)	–
Шлифование и притирка (доводка)	Корпус	УПЧ-1 2Н135*	ТОД-2	УПЧ-2 СПА-1 2Н135	ТОД-2	УПЧ-1 2Н135* УПЧ-4	ТОД-1	УПЧ-2 СПА-1, СПК-1 СД-2 УПЧ-5	–	УПЧ-3 СД-3 УПЧ-6, 7К	–
	Клин, золотник	СД-1 2Н135*	ТОД-3	СД-1 2Н135*	ТОД-3	СД-1 УПЧ-1К 2Н13* УПЧ-4К5	ТОД-3	СД-1 УПЧ-2К СПА-1, СПК-1 УПЧ-5К	–	СД-1 УПЧ-3 УПЧ-6К УПЧ-7К	–
Контрольная	Корпус, клин, золотник	ПМ-8э (с.с.)	–	ПМ-8э (с.с.)	–	ПМ-8э (с.с.)	–	ПМ-8э (с.с.)	–	ПМ-8э (с.с.)	–
Сборка	Изделие (сборочная единица)	РМ-2 ТД-70	–	РМ-2 ТД-70	–	РМ-2 ТД-70	–	РМ-3 ТД-70	–	РМ-3 УКМ-5-120 ТД-70	–
Испытания	Изделие	ИСУ-1-В ИСУ-4-Б ИСУ-6-Б ИСУ-2-В	–	ИСУ-1-В ИСУ-4-Б ИСУ-6-Б ИСУ-2-В	–	ИСУ-1-В ИСУ-4-Б ИСУ-6-Б ИСУ-2-В	–	ИСУ-1-В ИСУ-4-Б ИСУ-6-Б ИСУ-2-В	–	ИСУ-1-Д ИСУ-4-Г ИСУ-6-Г ИСУ-2-Д	–

* Универсальный металлорежущий станок.

Примечание. Все оборудование и оснастка (за исключением металлорежущих станков) выпускаются НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

4.3.1. Технология и оборудование для разборки, очистки и дефектации деталей восстанавливаемой арматуры

Ремонтные операции предусматривают разборку деталей корпуса, деталей затвора, узла сальника, узла привода, а также их очистку и дефектацию.

Разборка арматуры. Рассмотрим технологический процесс разборки предохранительного клапана, подлежащего ревизии и ремонту (рис. 4.3.1) [11].

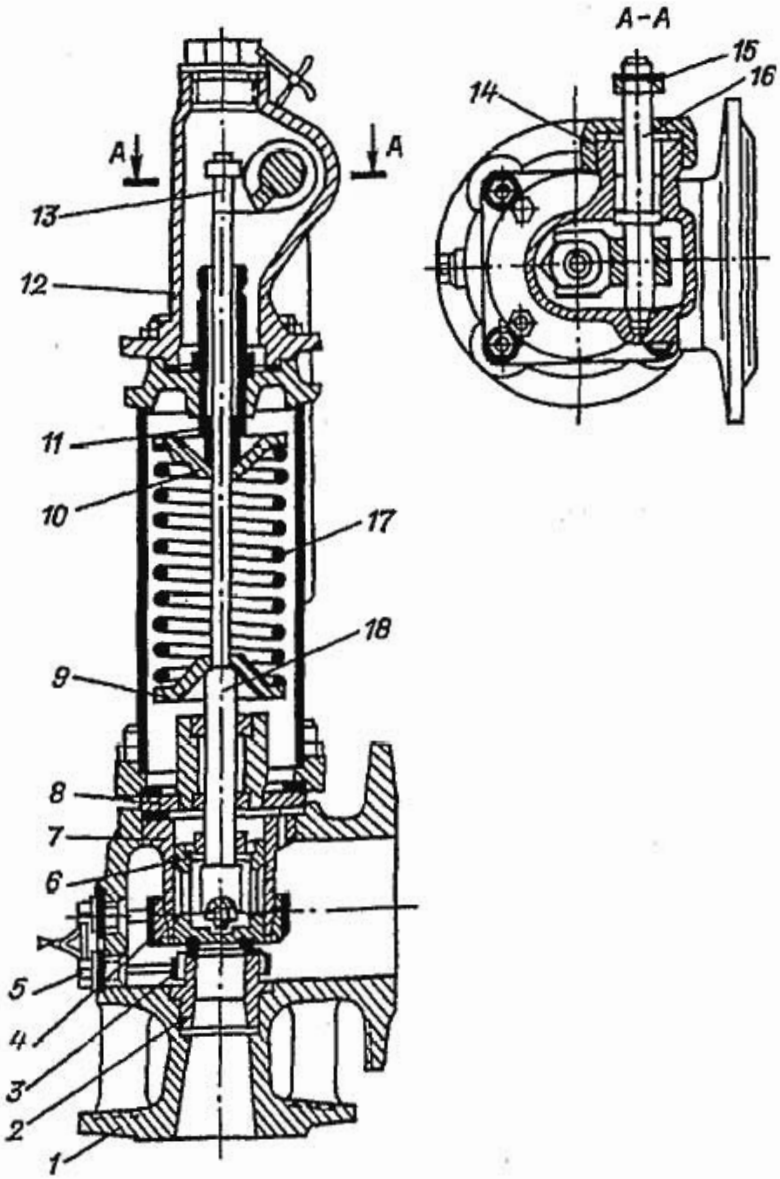


Рис. 4.3.1. Типовая конструкция клапана СППК4Р

После освобождения четырех гаек снимают крышку *12* в сборе с валиком *16*, рычагом продувки *15*, сальником и сальниковой гайкой *14*. Освобождают гайку, которая стопорит регулировочный винт *11*, и вывинчивают его. Предварительно со штока *18* снимают стопорное кольцо (закрепленное штифтом), в которое упирается кривошип *13*, отвинчивают четыре гайки, крепящие крышку с защитным цилиндром, и последний осторожно снимают, поскольку во время работы клапана рабочая среда могла попасть в защитный цилиндр и там оставаться, несмотря на промывку и пропаривание клапана после демонтажа. Затем снимают верхнюю опору *10*, пружину *17* и нижнюю опору *9*, промежуточный диск *8*, шток *18* с золотником *6*. После этого вывинчивают стопорные болты *5* и вынимают направляющую гильзу *7*. Обычно извлечь ее непросто, так как она прикипает к корпусу *1*. Это делают специальным съемником либо после легких ударов молотком по корпусу в зоне крепления гильзы.

Особо внимательно нужно относиться к сборке штока с золотником, чтобы не повредить их. В дальнейшем эту сборку разбирают вывинчивая ограничительную гайку из золотника, через которую проходит шток. Затем отвинчивают и снимают нижнее регулировочное кольцо *3*. Седло *2* вывинчивать нежелательно, если даже его уплотнительная поверхность имеет повреждения, которые притиркой не устранить (можно проточить на месте). Если повреждение седла таково, что требуется его наплавка, оно должно быть снято. Вывинчивают его в случае, когда между ним и корпусом имеется утечка. Чтобы отвернуть седло, необходим специальный инструмент.

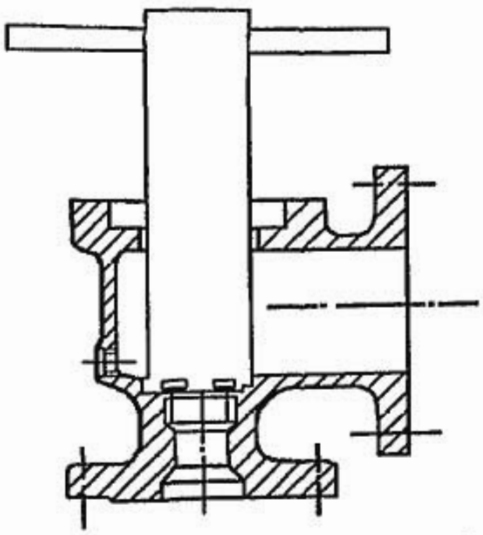


Рис. 4.3.2. Торцовой ключ для седла клапана

На рис. 4.3.2 показан торцовой ключ, выполненный из трубы и используемый для вывертывания седел одной конструкции, а на рис. 4.3.3 – эксцентриковый ключ, используемый для вывинчивания седел, выполненных в виде сопла с фланцем. Такой ключ позволяет захватить седло за этот фланец. Для разборки также используют устройства перекусывания гаек УПГ с различными гидроножами (табл. 4.3.2).

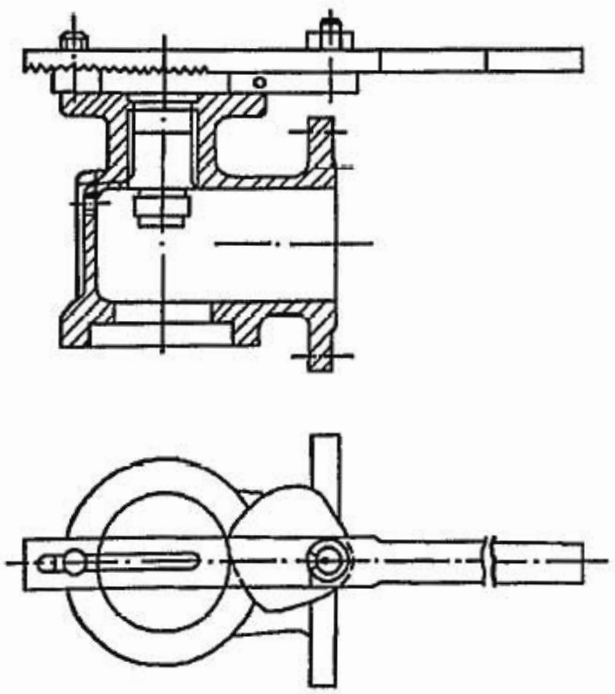


Рис. 4.3.3. Эксцентриковый ключ для седла клапана

Таблица 4.3.2

Модель гидроножа	ГН-13/24	ГН-24/36	ГН-36/46	ГН-46/65	ГН-65/80
Создаваемая сила, кН	80	160	250	490	810
Диаметр стержня шпильки или болта, мм	М8 … М16	М16 … М24	М24 … М30	М30 … М42	М42 … М52
Размер под ключ перекусываемой гайки, мм	13…24	24…36	36…46	46…65	65…80
Масса гидроножа, кг	2	7	18	29	41
Габариты гидроножа, $D \times L$, мм	70 × 190	95 × 270	120 × 305	165 × 390	210 × 465
Максимальная высота перекусываемой гайки, мм	19	27	32	44	55

Примечания: 1. Рабочее давление 32 МПа; максимальная твердость перекусываемой гайки 229 … 241 НВ; рабочая среда – масло.

2. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Разборку, как правило, проводят в цеховых условиях с использованием специальных рабочих мест (рис. 4.3.4, табл. 4.3.3) или в полевых условиях – в мобильных мастерских (рис. 4.3.5).

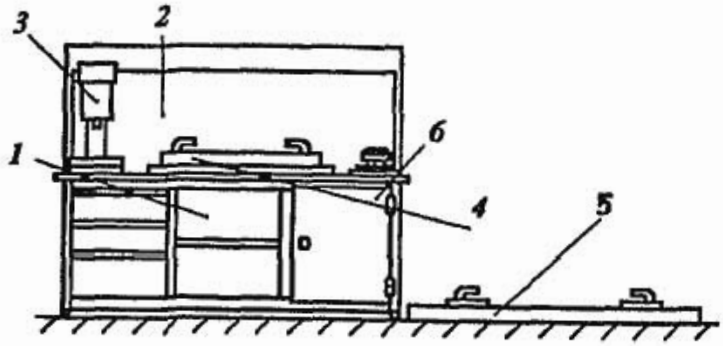


Рис. 4.3.4. Рабочее место для разборки и сборки арматуры:
1 – стол слесарный с тисками; *2* – стенд для слесарных инструментов;
3 – станок настольный сверлильный; *4* – призма с прихватами;
5 – площадка для арматуры D_y 200 … 600 мм;
6 – комплект слесарных инструментов

Таблица 4.3.3

Модель	Диапазон использования D_y, мм	Номера позиций поставляемых комплектов (см. рис. 4.3.4)						Габаритные размеры, мм	Масса, кг
		1	2	3	4	5	6		
РМ-1	50 … 150	+	+	+				2200 × 875 × 1790	620
РМ-2-А		+			+			2200 × 875 × 900	490
РМ-2-Б		+		+	+			2200 × 875 × 1790	565
РМ-2-В		+	+	+	+			2200 × 875 × 1790	670
РМ-2-Г		+	+	+	+		+	2200 × 875 × 1790	690
РМ-3-А	50 … 600	+			+	+		4000 × 875 × 900	680
РМ-3-Б		+		+	+	+		4000 × 875 × 1790	755
РМ-3-В		+	+	+	+	+		4000 × 875 × 1790	860
РМ-3-Г		+	+	+	+	+	+	4000 × 875 × 1790	900

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

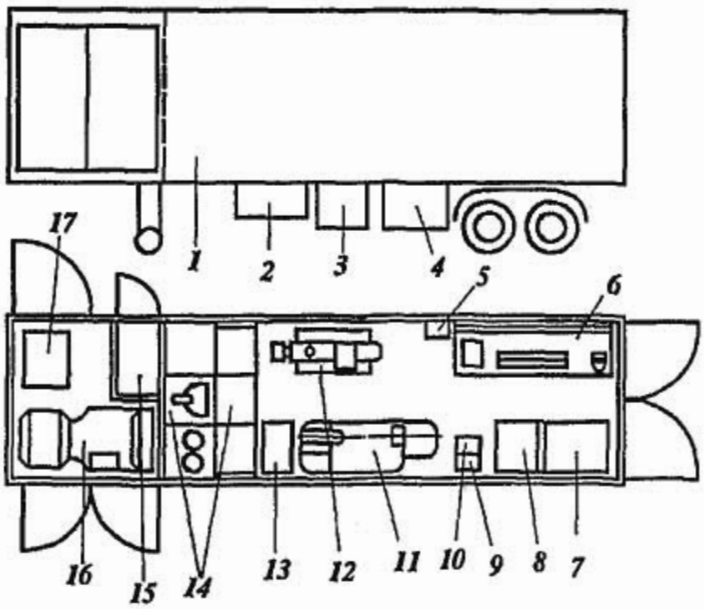


Рис. 4.3.5. Мобильный ремонтный комплекс для ремонта арматуры:
1 – автофургон изотермический; *2* – блок для кислородных баллонов; *3* – емкость топливная; *4* – емкость оборотной воды для испытаний; *5* – станок заточной настенный; *6* – рабочее место для разборки-сборки; *7* – стеллаж; *8* – стенд испытательный; *9* – насосная станция; *10* – пульт управления испытаниями; *11* – станок токарно-винторезный; *12* – станок радиально-сверлильный; *13* – выпрямитель сварочный; *14* – бытовой комплекс; *15* – отсек сварочного оборудования; *16* – электростанция дизельная; *17* – электрокомпрессор

Мобильный ремонтный комплекс, выпускаемый НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", представляет собой отапливаемый изотермический фургон-полуприцеп к автомобильному тягачу КАМАЗ-5410. Оснащен автономным электроснабжением (дизель-генератор 16 кВт, 380 В). Комплекс предназначен для ремонта задвижек для газообразных и жидких сред: стальных D_y 50 ... 150 мм на p_y = 1 ... 16 МПа; D_y 200 ... 500 мм на p_y = = 1 ... 6,3 МПа; чугунных D_y 50 ... 150 мм на p_y = 1 ... 1,6 МПа. Виды выполняемых ремонтных работ: газовая сварка и резка, электросварка, наплавка, точение, сверление, зенкерование, развертывание, резьбонарезание, фрезерование, долбление, шлифование, заточка, слесарные работы.

Ремонтный комплекс оснащен:

1. Сварочным оборудованием: преобразователем сварочным ПД-301 (16 кВт, 380 В, сварочный ток 30 ... 315 А), электрододержателем, резаком и горелкой в комплекте с принадлежностями.

2. Механическим оборудованием: токарным станком ИТ-1 (3 кВт, 380 В, точение до ∅ 550 мм, длиной до 1000 мм, шлифование внутреннее и наружное, фрезерование), радиально-сверлильным станком 2К52 (1,5 кВт, 380 В, сверление до ∅ 25 мм, резьба до М16, стол 630 × 899 мм), настольным сверлильно-фрезерным станком 2СФ112 (1,5 кВт, 380 В, сверление до ∅ 16 мм, фрезерование концевыми фрезами, стол 250 × 250 мм), точильно-шлифовальным станком ЭК631 (круг до ∅ 150 мм, частота вращения 2840 об/мин), переносным токарным станком на D_y 100 … 300 мм.

3. Технологической оснасткой: оснасткой переносной шлифовально-притирочной (УПЧ-1, УПЧ-2, УПЧ-3), оснасткой для точения и завальцовки (УТ-1), оснасткой для обработки шпинделей.

4. Испытательным оборудованием: испытательным стендом для совмещенных гидравлических и пневматических испытаний D_y 250 … 150 мм на p_y = 1 … 1,6 МПа (ИСУ-1-Б), комплектом выносной испытательной оснастки на D_y 200 … 500 мм на p_y = 1 … 6,3 МПа (ИСУ-5-Б).

5. Контрольно-измерительной техникой: устройством для измерения отклонений угла задвижек (УУ2), профилометром малогабаритным для контроля параметров шероховатости поверхности (ПМ).

6. Грузоподъемными механизмами и инструментами: выдвижной кран-балкой грузоподъемностью 0,5 т, стропы, грузозахваты.

Рабочее место для разборки и сборки арматуры имеет слесарный стол, оснастку для закрепления арматуры D_y 50 … 150 мм, тиски слесарные, комплекты инструментов и принадлежностей.

Очистка деталей арматуры. Для очистки деталей применяют различные методы: гидравлический высоконапорный, гидрокавитационный, термоабразивный, электроимпульсный, ультразвуковой, гидромеханический.

Наибольшее распространение получил гидромеханический метод, обеспечивающий: высокое качество очистки; отсутствие механических и скрытых повреждений при очистке; очистку забитых отложениями зон деталей; очистку в стесненных условиях внутренней полости корпусных деталей; эксплуатационную и экологическую безопасность.

Для очистки деталей арматуры гидромеханическим методом предлагаются ручные мойки высокого давления с автономным питанием (табл. 4.3.4), а для особой очистки – пескоструйная система (рис. 4.3.6, табл. 4.3.5) фирмы KARCHER (Германия).

Таблица 4.3.4

Тип	Расход воды, $м^3/ч$	Давление, МПа	Мощность двигателя, кВт	Масса, кг	Габаритные размеры, мм
HD 1050 B	0,4 ... 0,93	4,0 ... 23,0	9,75	66,0	1044 × 549 × 662
HD 801 B	0,65	1,5 ... 15,0	4,0	34,0	1044 × 542 × 662
HD 1040 B	0,2 ... 0,8	1,0 ... 21,0	8,0	60,0	1044 × 582 × 670

Примечание. Максимальная температура подаваемой на вход воды 60 °С.

Дефектация деталей арматуры. После разборки предохранительного клапана и очистки все детали должны быть просушены [11]. Состояние ряда деталей, таких, как герметизаторы седла и золотника, шток, пружина, опора пружины, направляющие деталей (гильзы, диски), имеет особое значение для сохранения работоспособности восстанавливаемой арматуры, герметичности ее затвора. Поэтому их осмотру должно быть уделено особое внимание. Седло и золотник осматривают совместно. На их уплотнительных поверхностях не должно быть видимых дефектов (блики, вызванные контактом этих поверхностей, дефектом не являются). На седле не допускается срывов резьбы. Нижнее регулировочное кольцо должно навинчиваться на резьбу седла свободно. На его торце, обращенном к золотнику, не допускаются риски глубиной более 0,3 мм (осмотр выполняется с применением лупы с 3–5-кратным увеличением). Несущественные задиры на наружной поверхности золотника (если они носят местный характер) допускается зачищать наждачной бумагой. При более развитом задире золотник подлежит замене или ремонту. На поверхности золотника, на которую опирается шток, не должно быть следов коррозии, вмятин, забоин.

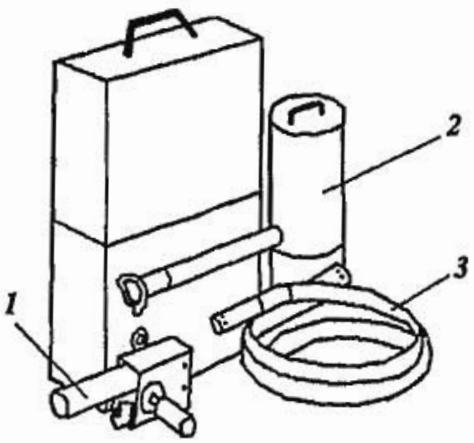


Рис. 4.3.6. Пескоструйная система:
1 – струйный пистолет; *2* – емкость; *3* – шланг

Таблица 4.3.5

Тип	Давление воздуха, МПа	Расход воздуха, $м^3$/мин	Расход воды, $м^3$/ч	Масса, кг	Габаритные размеры, мм
Струйный пистолет	0,3 ... 0,6	3 ... 8	0 ... 0,12	3,1	480 × 80 × 260
Пароструйный пистолет	0,3 ... 1,2	3 ... 12	0,40 ... 1,0	2,4	279 × 160 × 229

Осматривают гайку (кольцо), которой шток соединяется с золотником. В отверстии этой гайки (кольца), через которое проходит шток, не должно быть следов трения. В противном случае выясняют и устраняют причины этого.

Незначительные задиры на штоке допускается зачищать; при более существенных, например охватывающих более четверти поверхности штока по диаметру, шток следует заменить или ремонтировать. Проверяют продольный изгиб штока (биение), например на токарном станке. Если прогиб превышает допустимое биение (указанное на ремонтном чертеже штока), то его бракуют. Не допускается наличие вмятин, задиров, забоев на опорной поверхности штока, на опорах и регулировочном винте. Незначительные задиры на внутренней поверхности направляющей гильзы, а также на направляющих поверхностях промежуточного диска допускается зачищать шкуркой. Если задиры на этих деталях составляют более 20 % площади их контактирующих поверхностей, направляющая гильза и промежуточный диск должны быть заменены.

Резьба регулировочного винта не должна иметь дефектов, винт должен вращаться плавно, без местных заеданий. Особое внимание должно быть уделено осмотру пружины предохранительного клапана. Она считается негодной для эксплуатации, если на витках обнаружены вмятины, забоины, трещины, поперечные риски, язвенная коррозия. Кроме того, в сроки, установленные техническим надзором по освидетельствованию, но не реже раза в год, пружины подвергают более обширному контролю. При изготовлении новой пружины ее характеристика должна соответствовать стандартным характеристикам, а жесткость может отличаться от стандартного значения не более чем на 5 %.

При осмотре колпака освобождают гайку сальника, в котором при сборке заменяют набивку. Герметичность сальника проверяют приспособлением, позволяющим создать в колпаке давление воздуха, равное условному давлению выходного патрубка клапана. Сальник должен быть герметичным. После этого осматривают корпус. В случае его заметной коррозии (локальной или общей) ультразвуковым толщиномером измеряется остаточная толщина стенки. Браковочные признаки для корпусов аппаратов, арматуры, трубопроводов устанавливаются нормативными документами.

По результатам осмотра и измерений составляют сводную ведомость ревизии арматуры, в которую затем вносят сведения о проделанном ремонте.

4.3.2. Технология и оборудование для восстановления деталей арматуры

Восстановление герметизаторов является наиболее специфичным и трудоемким процессом.

Наплавка металлических герметизаторов. Для наплавки уплотнений деталей затворов в основном применяют: дуговую сварку под флюсом (рис. 4.3.7) и сварку в атмосфере защитных газов (рис. 4.3.8).

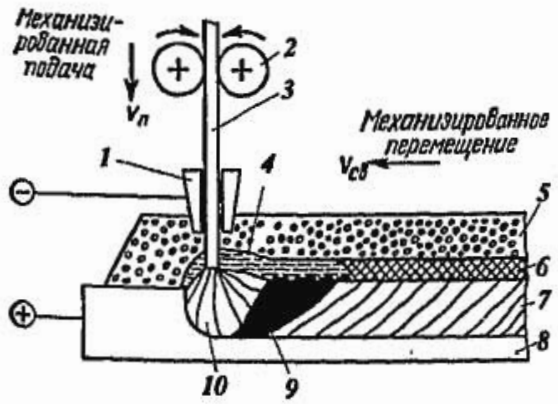


Рис. 4.3.7. Схема автоматической дуговой сварки под флюсом:
1 – токопровод; *2* – механизм подачи; *3* – электродная проволока; *4* – ванна жидкого шлака; *5* – флюс; *6* – шлаковая корка; *7* – сварной шов; *8* – основной металл; *9* – ванна жидкого металла; *10* – дуга

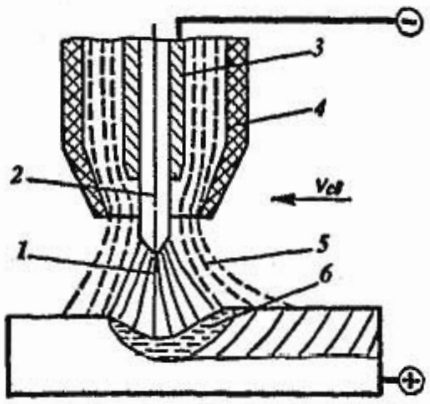


Рис. 4.3.8. Схема сварки в атмосфере защитных газов:
1 – зона дуги; *2* – электрод; *3* – токопровод; *4* – сопло; *5* – газ; *6* – сварочная ванна

При восстановлении уплотнительных поверхностей деталей затворов специальной арматуры широко используют хромоникелевые наплавочные материалы (ЦН-6 и ЦН-12). Перед наплавкой деталей из углеродистых и жаропрочных сталей электродами типа ЦН-12 производят предварительную наплавку подслоя толщиной не менее 3 мм. При этом наплавку деталей арматуры D_y 40 мм и более из стали марок 12Х1МФ, 20ХМФЛ, 15Х1М1Ф, 15Х1М1ФЛ выполняют с подогревом поверхности до 150 ... 200 °С. При ремонте паровых задвижек энергетической арматуры используют износостойкий сплав системы никель – хром – бор. Наплавленный металл обладает хорошей стойкостью против задирания при трении без смазочного материала и высокой термостойкостью, а по технологичности превосходит кобальтовый сплав, наплавленный электродами ЦН-2. Однако коррозионная стойкость этих сплавов, называемых колмоной, в водяном паре высоких параметров несколько ниже, чем сплавов на основе железа и кобальта. Сплавы ВЗК и колмоной, имеющие более низкую температуру плавления (соответственно 1275 и 1080 °С), чем основной металл корпусов паровых клапанов – сталь 12Х1МФ (1475 °С), могут быть использованы для наплавки, а сплавы ЦН-6, ЦН-12 и ВЗК – для пайки готовых уплотнительных элементов (колец).

Кроме указанных материалов, распространены и другие электроды [9].

На 1 кг наплавленного металла расходуется около 1,5 кг электродов. Среднее значение коэффициента наплавки – 13,6 г/(А · ч). При наплавке уплотнительных поверхностей электродами ВПН-1 диаметром 4 мм сила тока 140 ... 160 А, а диаметром 5 мм – 170 ... 190 А. Твердость наплавленного металла в исходном состоянии составляет 27 ... 34 HRC. Металл, наплавленный электродами, обладает высокими противозадирными свойствами, а также повышенной стойкостью против образования трещин при резких изменениях температуры.

Общепромышленную арматуру низких параметров наплавляют в основном хромистыми сталями. При этом предпочтительнее механизированная наплавка под слоем флюса проволоками диаметром 2 ... 5 мм.

Для осуществления механизированной наплавки уплотнений деталей затвора под слоем флюса выпускается наплавочный станок (рис. 4.3.9, табл. 4.3.6, 4.3.7), а для наплавки деталей типа вал – универсальный токарный станок, оснащенный дополнительно системой для сварки кольцевых и продольных швов (рис. 4.3.10, табл. 4.3.8).

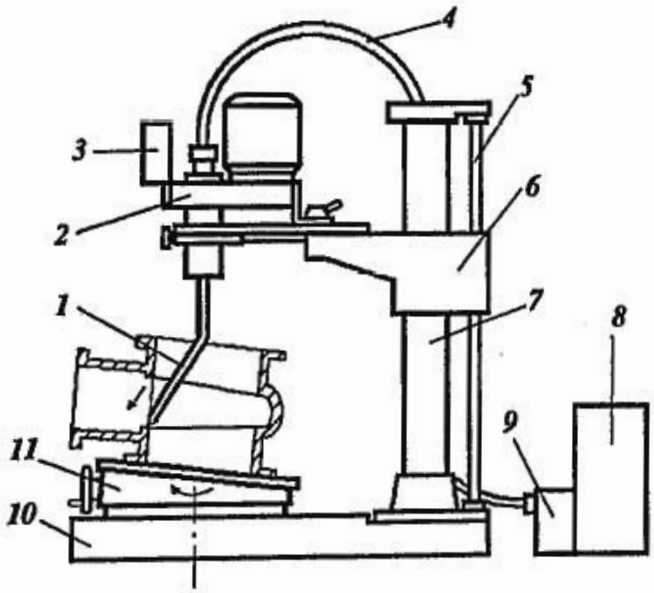


Рис. 4.3.9. Станок наплавочный:
1 – мундштук;
2 – вращатель горелки;
3 – пульт управления;
4 – металлорукав; *5* – винт;
6 – подъемный стол;
7 – стойка;
8 – источник питания;
9 – механизм подачи сварочной проволоки;
10 – основание; *11* – стол с регулируемым наклоном

Таблица 4.3.6

Характеристики источников сварочного тока	ВДУ-1202	ВДУ-506
Напряжение питающей сети трехфазного переменного тока, В	380	380
Частота питающей сети, Гц	30	30
Первичная мощность, кВт	120	40
Пределы регулирования тока, А	250 ... 1250	50 ... 500
Пределы регулирования рабочего напряжения, В	24 ... 56	22 ... 46
Диаметр электродной проволоки, мм	2 ... 5	2 ... 3
Способ защиты дуги	Флюс	
Регулирование скорости подачи электродной проволоки	Ступенчатое	
Регулирование скорости наплавки	Плавное	
Производительность наплавки, кг/ч	1 ... 63	1 ... 22

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Таблица 4.3.7

Модель станка	Источник сварочного тока	D_y, мм	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
СН-1-1А	ВДУ-1202	50 ... 300	1110 × 600 × 2500	800
СН-1-1Б	ВДУ-506	50 ... 300	1110 × 600 × 2500	800
СН-1-2А	ВДУ-1202	50 ... 600	1400 × 1100 × 3000	1200
СН-1-2Б	ВДУ-506	50 ... 600	1400 × 1100 × 3000	1200
СН-1-3А	ВДУ-1202	100 ... 1000	1800 × 1300 × 3750	1500
СН-1-3Б	ВДУ-506	100 ... 1000	1800 × 1300 × 3750	1500

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

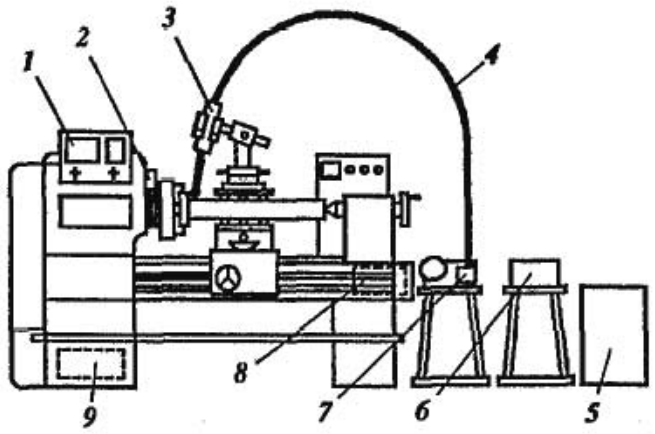


Рис. 4.3.10. Станок сварочно-наплавочный:
1 – пульт управления; *2* – токосъемники; *3* – горелка; *4* – металлорукав; *5* – источник питания ВДУ серии 500; *6* – шкаф управления; *7* – привод подачи электродной проволоки; *8* – привод перемещения; *9* – привод вращения

Таблица 4.3.8

Характеристики моделей станков	1К62, 1А62	1М63
Размеры наплавляемых или свариваемых изделий:		
диаметр, мм	До 400	До 630
длина, мм	До 1500	До 3500
Напряжение сети, В	380	
Ток сварочный, А	До 500	
Диаметр электродной проволоки, мм	0,8...1,2	

Окончание табл. 4.3.8

Характеристики моделей станков	1К62, 1А62	1М63
Источник питания ВДУ	Серия 500	
Способ защиты дуги	Углекислый газ или аргон	
Регулирование скорости подачи электродной проволоки	Ступенчатое	
Регулирование скорости наплавки	За счет сменных шестерен	
Производительность наплавки, кг/ч	3	
Масса оснастки, кг	350	

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Завальцовка металлических герметизаторов. При ремонте чугунных клиновых задвижек D_y 50 ... 400 мм для завальцовки латунных герметизаторов в корпусе и на клине используют универсальную технологическую оснастку для завальцовки на токарном, токарно-карусельном или сверлильном станках (рис. 4.3.11, табл. 4.3.9).

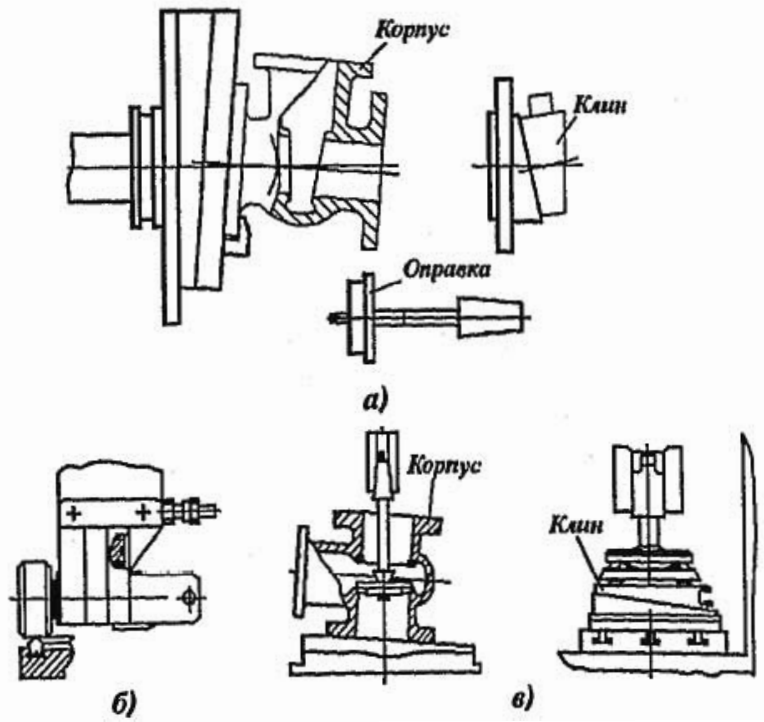


Рис. 4.3.11. Оснастка для завальцовки латунных колец в корпус и на клин чугунных задвижек: *а* – на токарном станке; *б* – на токарно-карусельном станке; *в* – на сверлильном станке

Таблица 4.3.9

Модель оснастки	Деталь	D_y, мм	Рекомендуемая модель универсального станка
ПТЗ-1-1	корпус	50, 80	1К62
ПТЗ-1-2	корпус	50, 80, 100, 125, 150	1М63
ПТЗ-1-3	корпус	50, 80, 100, 125, 150, 200, 250	2Н150, 2А55
ПТЗ-1-4	корпус	200, 250, 300, 350, 400	1512, 1516 и аналогичные
ПТЗ-2	корпус	500 … 2000	1516, 1525 и аналогичные
	клин	300 … 2000	
ПТЗ-3-1	клин	50, 80	1К62
ПТЗ-3-2	клин	50, 80, 100, 125, 150	1М63
ПТЗ-3-3	клин	50, 80, 100, 125, 150, 200, 250	2Н150, 2А55
ПТЗ-3-4	клин	200, 250	1525 и аналогичные

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Заделка полимерных герметизаторов. Обеспечение требуемой работоспособности полимерных затворов арматуры при ремонте осуществляется по конструктивным параметрам и допускам на них для достижения определенного уровня контактных давлений по периметру заделки полимерного герметизатора. Контактные давления определяют стабильность положения герметизатора при открытом и уровень утечек по заделке при закрытом положении затвора арматуры. Нормирование контактных давлений является основой регламентации управляющей силы герметизации при заделке обжатием полимерного герметизатора в кольцевом пазе тарелки (седла) затвора арматуры.

Сила P зависит от принятых значений и отклонений составляющих по конструктивным параметрам $P_к$ и по упругим деформациям $P_д$.

Составляющая $P_к$ зависит от технологической силы обжатия клапана, которая складывается из силы обжатия тарелки и деформации полимерного герметизатора. Последнее зависит от жесткости полимера и не превышает 20 % от силы обжатия. Сила обжатия тарелки при расчетах моделировалась для схемы волочения трубы на участке ее осаживания. Схема обжатия тарелки полимерного затвора показана на рис. 4.3.12.

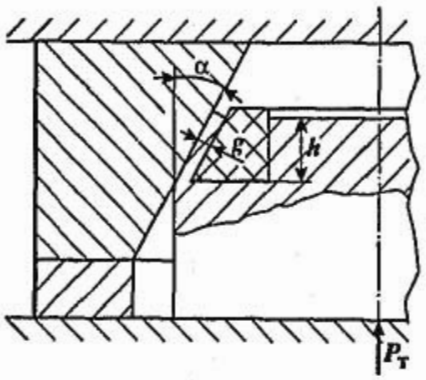


Рис. 4.3.12. Схема обжатия полимерной тарелки затвора клапанной арматуры

Для оценки $P_д$ рассчитывали коэффициент упругой деформации, учитывающий конструктивные параметры и параметры материала тарелки (предел текучести, модуль упругости).

Были проведены исследования промышленных затворов клапанов $D_у$ 15 мм с тарелками из стали марки 08Х18Н10Т и герметизаторами из поликарбоната. Обжатие тарелок производили на прессе ПСУ-50, скорость деформирования поддерживали постоянной и равной 0,2 мм/мин. Варьировали параметры тарелки по g и h, а также угол обжатия α. Фиксировали технологическую силу обжатия клапана $P_т$ и угол α после обжатия тарелки. Графические расчетные зависимости и экспериментальные значения приведены на рис. 4.3.13. Анализ показал, что для уменьшения коэффициента упругой деформации (соответственно, стабилизации управляющей силы герметизации) необходимо стадийное обжатие тарелки, основывающееся на реализации суперпозиционного эффекта силового воздействия.

Восстановление эластомерных герметизаторов. При ремонте шаровых кранов [11] наиболее часто выполняют замену быстроизнашивающихся (стареющих) деталей из резины. Замена этих деталей согласно технической документации должна проводиться по ряду узлов принудительно после 5 лет эксплуатации. Из-за чрезмерно большой номенклатуры и больших размеров некоторых герметизаторов приходится их изготовлять на месте ремонта из резиновых шнуров.

При изготовлении кольца методом склеивания от шнура отрезают кусок нужной длины любым приспособлением, гарантирующим точный и одинаковый срез концов под углом 30°. Затем производят зачистку шлифовальным кругом или шкуркой так, чтобы не получилось завала по краям среза, и место среза тщательно обезжиривают бензином или этилацетатом с последующей сушкой в течение 5 … 10 мин.

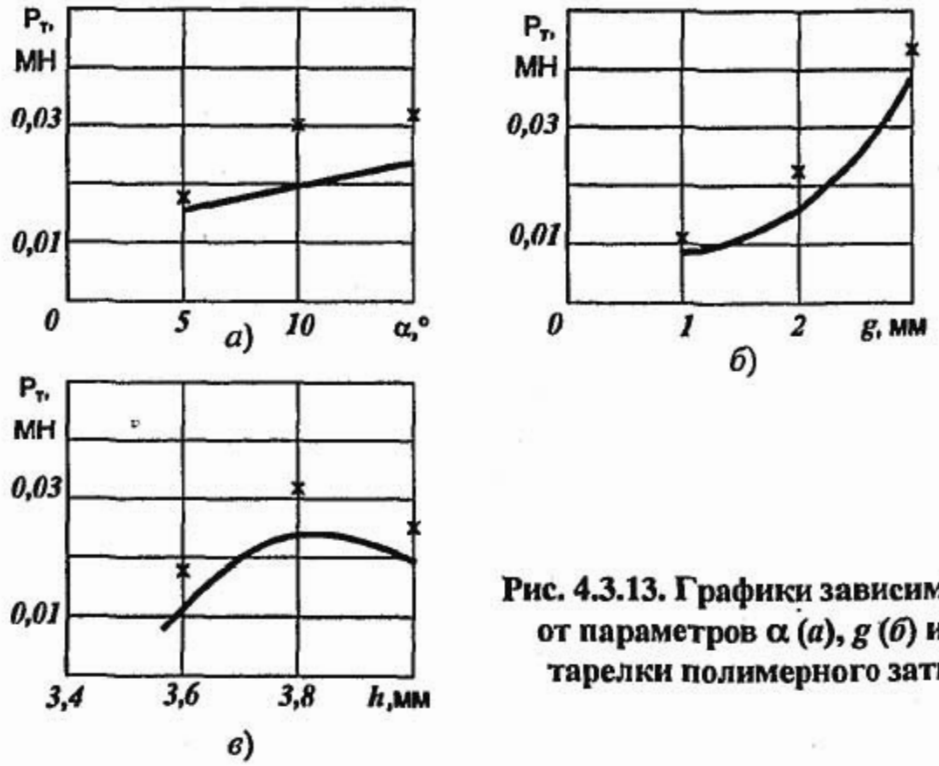


Рис. 4.3.13. Графики зависимости $P_т$ от параметров α (*а*), *g* (*б*) и *h* (*в*) тарелки полимерного затвора

Для прочной стыковки вулканизированных резиновых шнуров следует использовать высокопрочный клей, приготовляемый непосредственно перед употреблением. Он состоит из трех компонентов, растворенных в этилацетате: 15 %-ный раствор резиновой смеси, 30 %-ный хлорнаирита, 20 %-ный эпоксидной смолы. Компоненты клея должны храниться при температуре от 5 до 25 °С в чистой сухой герметично закрытой таре из стекла, алюминия, белой жести, удобной для перемешивания ее содержимого. Срок хранения первого компонента – 3 месяца, второго и третьего – 6 месяцев.

Из этих растворов в чистой сухой емкости с закрывающейся крышкой приготовляют клей, последовательно смешивая указанные выше растворы соответственно в пропорции (по массе): 1,00 – 0,76 – 0,17. Перед взвешиванием каждый компонент тщательно перемешивается. При изменении концентрации растворов (вследствие разбавления, испарения) соотношение компонентов либо пересчитывается, либо доводится до требуемой кондиции.

Склеивание необходимо проводить в сухом чистом помещении при температуре воздуха не ниже +15 °С и не выше +30 °С и относительной влажности не выше 70 %. Клей перед употреблением тщательно переме-

шивают (неиспользованные остатки клея сливать в общую емкость не допускается). На подготовленные ранее поверхности концов шнура кистью наносят три слоя клея. Первый после этого сушат не менее 40 мин, второй – 20 мин и третий – 13 мин. По окончании концы шнура точно совмещают и обертывают влажным бинтом для предотвращения смещения склеиваемых поверхностей. Затем место стыка вулканизируют в прессформе в прессе (диаметр сечения шнура не должен отличаться от диаметра гнезда прессформы более чем на ±0,2 мм). Чтобы иметь возможность вулканизировать места склейки шнуров разных диаметров, в прессформе следует иметь набор сменных вкладышей.

При размещении шнура в прессформе кольцо, образованное им, должно быть в горизонтальном положении. Вулканизация производится при температуре 151 °С, время вулканизации для шнура диаметром до 16 мм – 10 мин, свыше 16 до 20 мм – 15 мин, свыше 20 до 40 мм – 20 мин. Стык считается качественным, если он имеет монолитный вид, без уступов и других видимых дефектов (трещин, расслоений, посторонних включений), а диаметр шнура в месте стыка находится в пределах допуска на диаметр сечения шнура. Кольца после вулканизации можно допускать к работе спустя 5 суток. Хранить кольца желательно в горизонтальном положении.

При работе с клеем, содержащим горючие растворители, необходимо соблюдать правила противопожарной безопасности. Работать при наличии вытяжной вентиляции.

При склеивании круглых уплотнительных колец из шнура резиновой смеси концы шнура разделывают так же, как и в предыдущем случае. Из развальцованного листа резиновой смеси (рекомендуется смесь на основе наирита) толщиной 0,6 ... 0,8 мм вырезают заготовку, соответствующую площади срезанных концов шнура (срок хранения нарезанных стыковочных заготовок – не более 4 ч). Затем ее размещают между подготовленными срезами шнура и плотно прижимают. Вулканизацию стыка осуществляют при температуре 151 °С в течение 15 мин для всех диаметров сечений шнура. Браковочные признаки такие же, как у склеенных колец.

Резиновые кольца, изготовленные из шнура, используются для уплотнения различных соединений шаровых кранов (например, крышек с корпусом, в сальнике), соединений в узлах (крышек цилиндров, поршней), поэтому габаритные размеры их различны, как и допускаемые отклонения от номинальных размеров. Наиболее ответственными являются

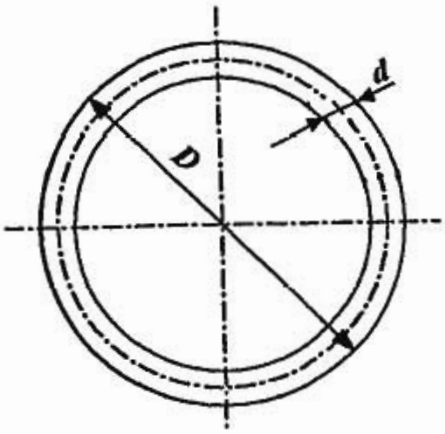


Рис. 4.3.14. Уплотнительное кольцо запорного органа отсечного крана

уплотнительные кольца запорного органа крана, которые работают в тяжелых условиях. Общий их вид показан на рис. 4.3.14, а размеры и допускаемые отклонения приведены в табл. 4.3.10. Эти кольца располагаются в шаровых кранах с пробкой на опорах в плавающей обойме, к которой они крепятся металлическими кольцами. Перед креплением их приклеивают к обойме клеем.

Таблица 4.3.10

p_y, МПа	D_y, мм	D, мм	d, мм	Масса, кг
6,0	1400	1455 – 14	30 ± 0,6	4,5
12,5	700	710 – 10	20 ± 0,4	1,1
	1000	1040 – 12	30 ± 0,6	3,5
	1200	1255 – 13	30 ± 0,6	4,2
	1400	1402 – 14	30 ± 0,6	4,7

4.3.3. Технология и оборудование для механической обработки восстанавливаемых деталей арматуры

Восстановленные детали после наплавки, завальцовки, запрессовки, напыления, как правило, подлежат механической обработке точением, шлифованием и притиркой.

Механическая обработка металлических герметизаторов. Совокупность технологических операций механической обработки уплотнительных поверхностей определяется установленными требованиями к параметрам точности и материалу. В свою очередь, требования к параметрам деталей должны отвечать значениям показателей качества: герметичности, надежности, безопасности, экономичности арматуры целевого назначения (см. гл. 2).

Для оценки соответствия параметров точности и материала используют справочные значения технологических допусков для основных операций. Торцовое точение характерно для обработки герметизаторов клапанов и задвижек. Обтачивание и растачивание используют при лезвийной обработке герметизаторов деталей затворов клапанов и кранов. Шлифование (предварительное, чистовое и тонкое) осуществляется при чистовой обработке герметизаторов клапанов, задвижек, кранов. Притирка, суперфинишрование являются, как правило, финишными технологическими операциями при обработке уплотнительных поверхностей герметизаторов. Приведенные в справочниках технологические допуски распространяются на параметры материала (дефектный поверхностный слой) и геометрические параметры (отклонения линейных и угловых размеров, отклонения расположения и формы, отклонения в виде волнистости и шероховатости). В ремонтной документации на целевую арматуру все они должны нормироваться.

Отклонения линейных размеров регламентированы квалитетами точности (ГОСТ 25346), отклонения угловых размеров деталей характеризуются степенями точности, регламентирующими численные значения допусков (ГОСТ 8908), отклонения расположения и формы регламентируются степенями точности по ГОСТ 24643. Для деталей затворов арматуры характерны отклонения от плоскостности и круглости, отклонения расположения оцениваются дифференцированно (например, отклонения от соосности и концентричности) и суммарно с отклонениями формы (например, отклонения от симметричности).

Волнистость поверхности не стандартизована, хотя при оценке рекомендуются: длина участка измерения *lw*; высота волнистости *Wz*; наибольшая высота волнистости *W*max; средний шаг волнистости *Sw* (рис. 4.3.15). Шероховатость поверхности стандартизована по параметрам и рядам их числовых значений: *Ra*, *Rz*, *R*max – высотные параметры; *Sm*, *S* – шаговые параметры; *tp* – параметр относительной опорной длины профиля. Требования к параметрам шероховатости в зависимости от допусков размеров и формы приведены в табл. 4.3.11.

Режимы резания (глубина *t*, подача *S*, скорость v) определяют точность обработки и трудоемкость технологической операции (машинное время $T_м$). В табл. 4.3.12 и 4.3.13 даны отдельные рекомендации по режимам резания и укрупненным расчетам машинного времени.

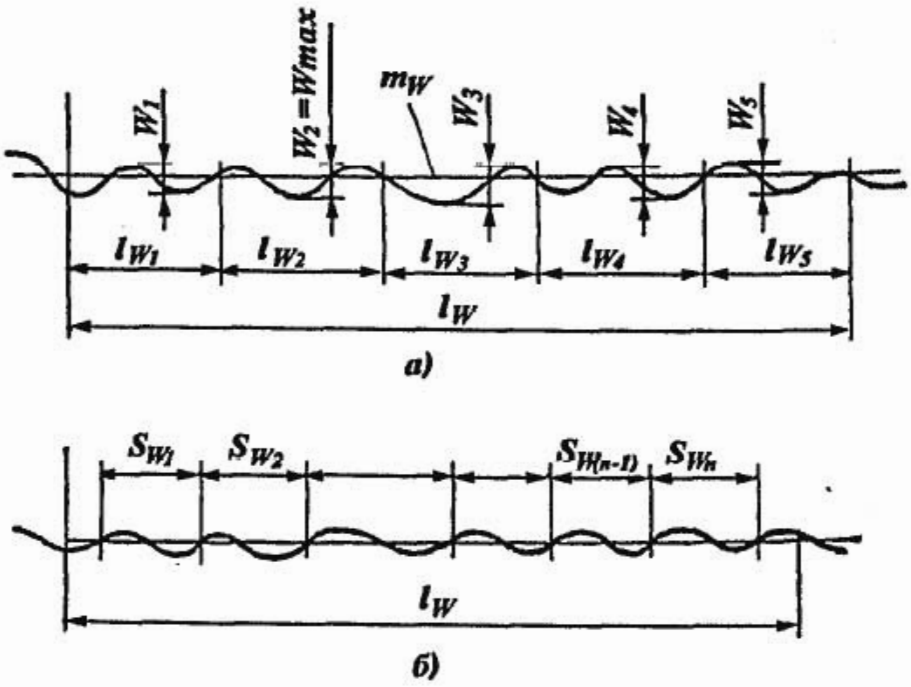


Рис. 4.3.15. Оценка высоты (*а*) и шага (*б*) волнистости

Таблица 4.3.11

Допуск размера по квалитетам	Допуск формы, % от допуска размера	Размеры детали, мм			
		До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500
		Значения *Ra*, мкм, не более			
IT3	100	0,2	0,4	0,4	0,8
	60	0,1	0,2	0,2	0,4
	40	0,05	0,1	0,1	0,2
IT4	100	0,4	0,8	0,8	1,6
	60	0,2	0,4	0,4	0,8
	40	0,1	0,2	0,2	0,4
IT5	100	0,4	0,8	1,6	1,6
	60	0,2	0,4	0,8	0,8
	40	0,1	0,2	0,4	0,4

Окончание табл. 4.3.11

Допуск размера по квалитетам	Допуск формы, % от допуска размера	Размеры детали, мм			
		До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500
		Значения *Ra*, мкм, не более			
IT6	100	0,8	1,6	1,6	3,2
	60	0,4	0,8	0,8	1,6
	40	0,2	0,4	0,4	0,8
IT7	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	1,6	3,2
	40	0,4	0,8	0,8	1,6
IT8	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	3,2	3,2
	40	0,4	0,8	1,6	1,6
IT9	100 и 60	3,2	3,2	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT10	100 и 60	3,2	6,3	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT11	100 и 60	6,3	6,3	12,5	12,5
	40	3,2	3,2	6,3	6,3
	25	1,6	1,6	3,2	3,2
IT12 и IT13	100 и 60	12,5	12,5	25	25
	40	6,3	6,3	12,5	12,5
IT14 и IT15	100 и 60	12,5	25	50	50
	40	12,5	12,5	25	25
IT16 и IT17	100 и 60	25	50	100	100
	40	25	25	50	50

Таблица 4.3.12

Размеры заготовки, мм		Подача S, мм/об, станков мощностью, кВт						
		До 5		До 8		До 12		Св. 12
диаметр	длина	Глубина резания, мм						
		До 2	2,1 ... 4,0	До 2	2,1 ... 5	До 2	2,1 ... 5	До 5
До 40	До 300	1,8 ... 2,5	1,1 ... 2,0	2,2 ... 3,0	1,3 ... 2,2	–	–	–
	Св. 300 до 400	1,2 ... 2,0	0,8 ... 1,4	1,2 ... 2,0	0,8 ... 1,4	–	–	–
От 40 до 60	До 500	1,8 ... 3,0	1,1 ... 2,0	2,5 ... 3,2	1,0 ... 2,5	2,5 ... 3,2	1,6 ... 2,5	–
	Св. 500 до 600	1,8 ... 2,5	1,1 ... 2,0	1,8 ... 2,5	1,2 ... 2,2	1,8 ... 2,5	1,2 ... 2,2	–
От 60 до 75	До 600	1,8 ... 3,0	1.1 ... 2,0	2,5 ... 3,2	1,6 ... 2,5	2,5 ... 3,5	1,8 ... 2,5	2,0 ... 5,0
	Св. 600 до 750	1,8 ... 2,5	1,1 ... 2,0	2,0 ... 2,5	1,3 ... 2,2	2.2 ... 3,0	1,5 ... 2,3	1,8 ... 4,5
Св. 75	–	1,8 ... 3,0	1,1 ... 2,0	2,5 ... 3,0	1,6 ... 2,5	3,0 ... 4,0	2,0 ... 3,5	2,5 ... 5,0

Таблица 4.3.13

Переход	Теоретическая формула машинного времени	Коэффициент K	Значения величин	Упрощенная формула машинного времени
Подрезание торца за один проход				
Подрезание торца (кольца):				
черновое	$T_м = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4000\,v S}$	$K = \frac{\pi}{4000\,v S}$	$v = 70$ м/мин $S = 0{,}5$ мм/об $K = 0{,}0000224$	$T_м = 0{,}0000224\,(D^2 - d^2)$
чистовое	$T_м = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4000\,v S}$	$K = \frac{\pi}{4000\,v S}$	$v = 174{,}6$ м/мин $S = 0{,}41$ мм/об $K = 0{,}000011$	$T_м = 0{,}000011\,(D^2 - d^2)$
Подрезание торца (сплошного круга):				
черновое	$T_м = \frac{\pi}{4000\,v S}$	$K = \frac{\pi}{4000\,v S}$	$v = 70$ м/мин $S = 0{,}05$ мм/об $K = 0{,}0000224$	$T_м = 0{,}0000224 D^2$
чистовое	$T_м = \frac{\pi D^2}{4000\,v S}$	$K = \frac{\pi}{4000\,v S}$	$v = 174{,}6$ м/мин $S = 0{,}41$ мм/об $K = 0{,}000011$	$T_м = 0{,}000011 D^2$
Шлифование плоское торцом круга (стол с возвратно-поступательным движением)				
Шлифование:				
предварительное	$T_м = \frac{l_0 h f}{1000\,v_{ст} t}$	$K = \frac{h f}{1000\,v_{ст} t}$	$v_{ст} = 12$ м/мин $h = 0{,}3$ мм $t = 0{,}02$ мм/дв.ход $f = 1{,}2$ $K = 0{,}0015$	$T_м = 0{,}0015 l$

Продолжение табл. 4.3.13

Переход	Теоретическая формула машинного времени	Коэффициент K	Значения величин	Упрощенная формула машинного времени
чистовое	$T_м = \frac{l_0 hf}{1000 v_{ст} t}$	$K = \frac{hf}{1000 v_{ст} t}$	$v_{ст} = 12$ м/мин $h = 0{,}1$ мм $t = 0{,}009$ мм/дв.ход $f = 1{,}4$ $K = 0{,}0013$	$T_м = 0{,}0013l$
тонкое	$T_м = \frac{l_0 hf}{1000 v_{ст} t}$	$K = \frac{hf}{1000 v_{ст} t}$	$v_{ст} = 8$ м/мин $h = 0{,}04$ мм $t = 0{,}005$ мм/дв.ход $f = 1{,}5$ $K = 0{,}0015$	$T_м = 0{,}0015l$
Доводка плоских поверхностей				
Механическая притирка деталей:				
из незакаленной стали	$T_м = K F_\Sigma$		$K = 0{,}00024$	$T_м = 0{,}00024 F_\Sigma$
из закаленной стали	$T_м = K F_\Sigma$		$K = 0{,}000225$	$T_м = 0{,}000225 F_\Sigma$
Обтачивание тел вращения (D 20 ... 100 мм – одной ступени за один проход)				
Обтачивание:				
черновое	$T_м = \frac{\pi D l}{1000 v S}$	$K = \frac{\pi}{1000 v S}$	$v = 105$ м/мин $S = 0{,}4$ мм/об $K = 0{,}000075$	$T_м = 0{,}000075 D l$

Продолжение табл. 4.3.13

Переход	Теоретическая формула машинного времени	Коэффициент K	Значения величин	Упрощенная формула машинного времени
чистовое	$T_м = \frac{\pi D l}{1000 v S}$	$K = \frac{\pi}{1000 v S}$	$v = 120$ м/мин $S = 0{,}15$ мм/об $K = 0{,}000175$	$T_м = 0{,}000175 D l$
Шлифование наружное круглое с продольной подачей				
Шлифование:				
предварительное	$T_м = \frac{\pi D l h}{1000 v S t} f$	$K = \frac{\pi h}{1000 v S t} f$	$v = 24$ м/мин $h = 0{,}25$ мм $t = 0{,}024$ мм/дв.ход $S = 14$ мм/об $f = 1{,}2$ $K = 0{,}00012$	$T_м = 0{,}00012 D l$
чистовое	$T_м = \frac{\pi D l h}{1000 v S t} f$	$K = \frac{\pi h}{1000 v S t} f$	$v = 30$ м/мин $h = 0{,}1$ мм $t = 0{,}008$ мм/дв.ход $S = 10$ мм/об $f = 1{,}4$ $K = 0{,}000184$	$T_м = 0{,}000184 D l$
тонкое	$T_м = \frac{\pi D l h}{1000 v S t} f$	$K = \frac{\pi h}{1000 v S t} f$	$v = 20$ м/мин $h = 0{,}025$ мм $t = 0{,}003$ мм/дв.ход $S = 8$ мм/об $f = 2{,}0$ $K = 0{,}000327$	$T_м = 0{,}000327 D l$

Продолжение табл. 4.3.13

Переход	Теоретическая формула машинного времени	Коэффициент K	Значения величин	Упрощенная формула машинного времени
Шлифование наружное круглое врезанием				
Шлифование:				
грубое	$T_м = \frac{\pi D h}{1000 v l} f$	$K = \frac{\pi h f}{1000 v t}$	$v = 19$ м/мин $h = 0{,}35$ мм $l = 0{,}02$ мм/об $f = 2{,}0$ $K = 0{,}00362$	$T_м = 0{,}00362D$
чистовое	$T_м = \frac{\pi D h}{1000 v t} f$	$K = \frac{\pi h f}{1000 v t}$	$v = 35$ м/мин $h = 0{,}15$ мм $t = 0{,}0025$ мм/об $f = 1{,}25$ $K = 0{,}0068$	$T_м = 0{,}0068D$
тонкое	$T_м = \frac{\pi D h}{1000 v t} f$	$K = \frac{\pi h f}{1000 v t}$	$v = 35$ м/мин $h = 0{,}1$ мм $t = 0{,}0017$ мм/об $f = 1{,}5$ $K = 0{,}00$	$T_м = 0{,}0079D$
Обработка отверстий				
Растачивание:				
черновое	$T_м = \frac{\pi D l}{1000 v S}$	$K = \frac{\pi}{1000 v S}$	$v = 63{,}4$ м/мин $S = 0{,}36$ мм/об $K = 0{,}000134$	$T_м = 0{,}000134Dl$

Окончание табл. 4.3.13

Переход	Теоретическая формула машинного времени	Коэффициент K	Значения величин	Упрощенная формула машинного времени
чистовое	$T_м = \frac{\pi D l}{1000\, v S}$	$K = \frac{\pi}{1000\, v S}$	$v = 50$ м/мин $S = 0{,}35$ мм/об $K = 0{,}00018$	$T_м = 0{,}00018 D l$
Шлифование внутреннее				
Шлифование:				
предварительное	$T_м = \frac{2\pi D l h}{1000\, v S t} f$	$K = \frac{2\pi h f}{1000\, v S t}$	$v = 27$ м/мин $h = 0{,}2$ мм $t = 0{,}004$ мм/об $f = 1{,}4$ $S = 12$ мм/об $K = 0{,}000146$	$T_м = 0{,}000146 D l$
чистовое	$T_м = \frac{2\pi D l h}{1000\, v S t} f$	$K = \frac{2\pi h f}{1000\, v S t}$	$v = 36$ м/мин $h = 0{,}2$ мм $t = 0{,}009$ мм/об $f = 1{,}5$ $S = 10$ мм/об $K = 0{,}000583$	$T_м = 0{,}000583 D l$

Условные обозначения: D, d – соответственно наружный и внутренний диаметры заготовки; h – припуск на обработку, мм; f – коэффициент, учитывающий число проходов без поперечной подачи; l_0 – длина обработки; l – длина заготовки; F – площадь обработки.

Притирка – наиболее специфичный вид финишной обработки уплотнений арматуры. Она заключается в обработке абразивными зернами, свободно расположенными между взаимно соприкасающимися поверхностями, одна из которых перемещается относительно другой и прижата к ней [9]. Одна из поверхностей является ведущей (притир), ее изготовляют из более мягкого материала, чем материал обрабатываемой поверхности. В поверхность притира вдавливаются (шаржируются) зерна абразива.

На участках, где ремонтируют сравнительно небольшое количество арматуры, притирочные операции выполняют с использованием простейшей оснастки на универсальном металлорежущем оборудовании (например, сверлильных станках). В специализированных мастерских, ремонтных цехах используются притирочные станки. Однако в том и другом случае притирочные материалы и особенности технологии притирки практически одинаковые.

Притирка с помощью притира (инструмента) является рациональным методом, она обеспечивает точную геометрию обрабатываемой поверхности и рекомендуется для притирки плоских, конических и сферических уплотнительных поверхностей деталей затвора арматуры. Перед притиркой поверхность притира тщательно очищают бензином и шаржируют, т.е. наносят равномерным слоем разведенную притирочную пасту и втирают ее в рабочую поверхность притира ответным притиром. В процессе работы паста должна периодически добавляться, так как абразивы постепенно разрушаются, а смазка окисляется.

Для получения требуемых шероховатости и волнистости поверхности необходимо применять соответствующие притирочные пасты и обеспечивать оптимальный режим притирки.

Обработка считается законченной, когда шероховатость поверхности $Ra = 0{,}16 \ldots 0{,}08$ мкм [11].

Для лезвийной обработки, шлифования и притирки уплотнительных поверхностей герметизаторов затворов в цеховых условиях рекомендуются специальные станки СПК-1 (рис. 4.3.16, табл. 4.3.14), СД (рис. 4.3.17, табл. 4.3.15) и технологическая оснастка к универсальному металлорежущему оборудованию УТ (рис. 4.3.18, табл. 4.3.16), ТОК (рис. 4.3.19, табл. 4.3.17) и ТОД (рис. 4.3.20, табл. 4.3.18).

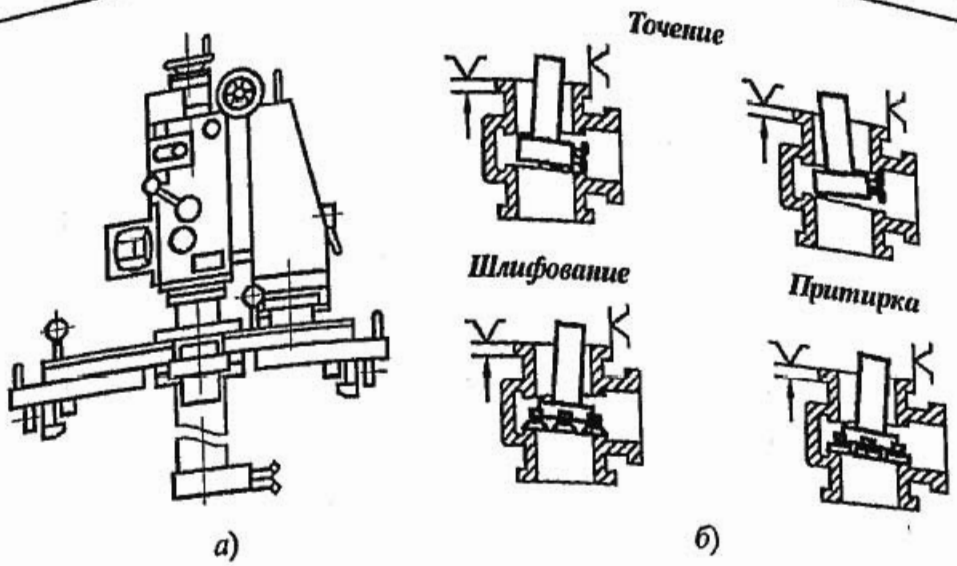


Рис. 4.3.16. Станок специальный для универсальной механической обработки:
а – общий вид; *б* – схемы обработки

Таблица 4.3.14

Характеристики	Значение
Условный диаметр задвижек D_y, мм	200, 250, 300, 350, 400
Условное давление p_y, МПа	0,6; 1; 1,6; 2,4; 4,0
Привод СПК-1:	
электрический	220 В, 50 Гц, 1,05 кВт
пневматический	0,63 МПа, 1,275 кВт
Частота вращения шпинделя, мин$^{-1}$	8 ... 84
Радиальная подача резца, мм/об	0,05; 0,16; 0,27
Радиальное перемещение резца (max), мм	40
Осевая подача головки	ручная
Осевое перемещение головки (max), мм	180
Габаритные размеры, мм	880 × 680 × 920
Масса, кг	280

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Таблица 4.3.15

Модель	Диапазоны использования D_y, мм			Производительность, шт./ч	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
	клинья задвижек	корпуса задвижек	золотники клапанов			
СД-1	50 ... 500	–	40 ... 250	3 ... 72	1250×1250×900	1100
СД-1М	50 ... 500	–	–	4 ... 156	1250×1250×900	1100
СД-2	–	200 ... 400	–	1 ... 4	1000×1000×800	500
СД-3	–	500 ... 600	–	1 ... 2	1200×1200×1000	800

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Таблица 4.3.16

Модель	Обрабатываемые клапаны (вентили)		Универсальное оборудование	Размеры, мм (диаметр× длина)
	D_y, мм	p_y, МПа		
УТ-3	50, 80, 100	1 ... 4,0	Токарно-винторезные станки типа 16К20	∅ 530 × 260
УТ-4	50, 80, 100, 125, 150	1 ... 10,0	Токарно-винторезные станки типа 1М63	∅ 630 × 350

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

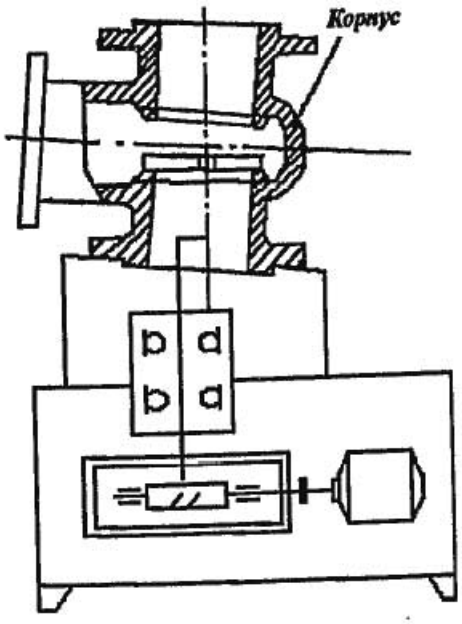


Рис. 4.3.17. Станок притирочный СД-2

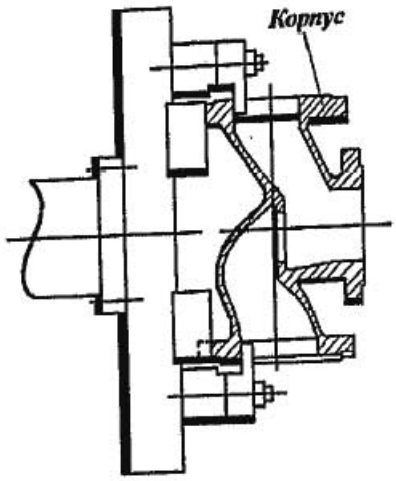


Рис. 4.3.18. Универсальная технологическая оснастка УТ для токарно-винторезных станков

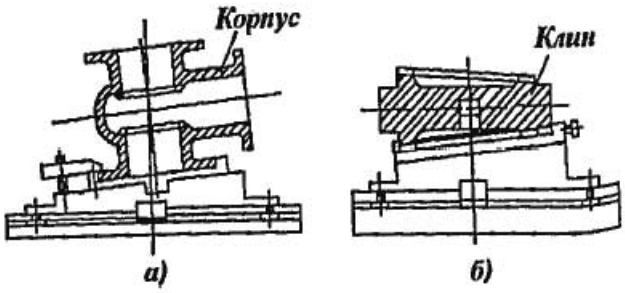


Рис. 4.3.19. Универсальная технологическая оснастка ТОК для токарно-карусельных станков: *а* – ТОК-1; *б* – ТОК-3

Таблица 4.3.17

Модель	Диапазоны использования D_y, мм	Диаметр планшайбы токарно-карусельного станка
ТОК-1	200, 250, 300, 350, 400	1120; 1400
ТОК-2	500, 600, 800	1400; 2240
ТОК-3	200, 250, 300, 350, 400	1120; 1400
ТОК-4	500, 600, 800	1400

Примечания: 1. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.
2. Диапазон p_y уточняется при заказе.

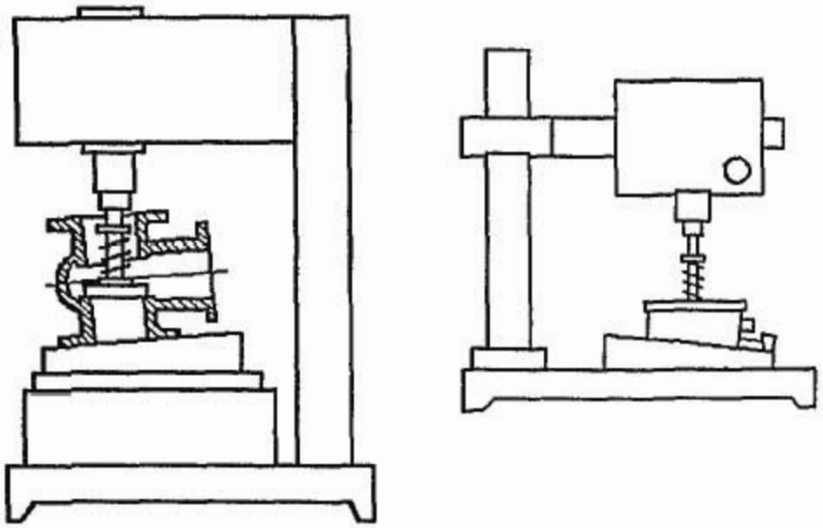


Рис. 4.3.20. Универсальная технологическая оснастка ТОД для сверлильных станков:
а – ТОД-1; *б* – ТОД-3; *в* – ТОД-2

Таблица 4.3.18

Модель	Назначение	D_y, мм
ТОД-1	Для корпусов задвижек	50 … 200
ТОД-2	Для корпусов клапанов	
ТОД-3	Для клиньев задвижек и золотников клапанов	

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Для шлифования и притирки уплотнений корпусов клиновых задвижек без их изъятия из трубопровода, а также для цехового ремонта уплотнений корпусов и клиньев рекомендуются станки УПЧ (рис. 4.3.21, табл. 4.3.19).

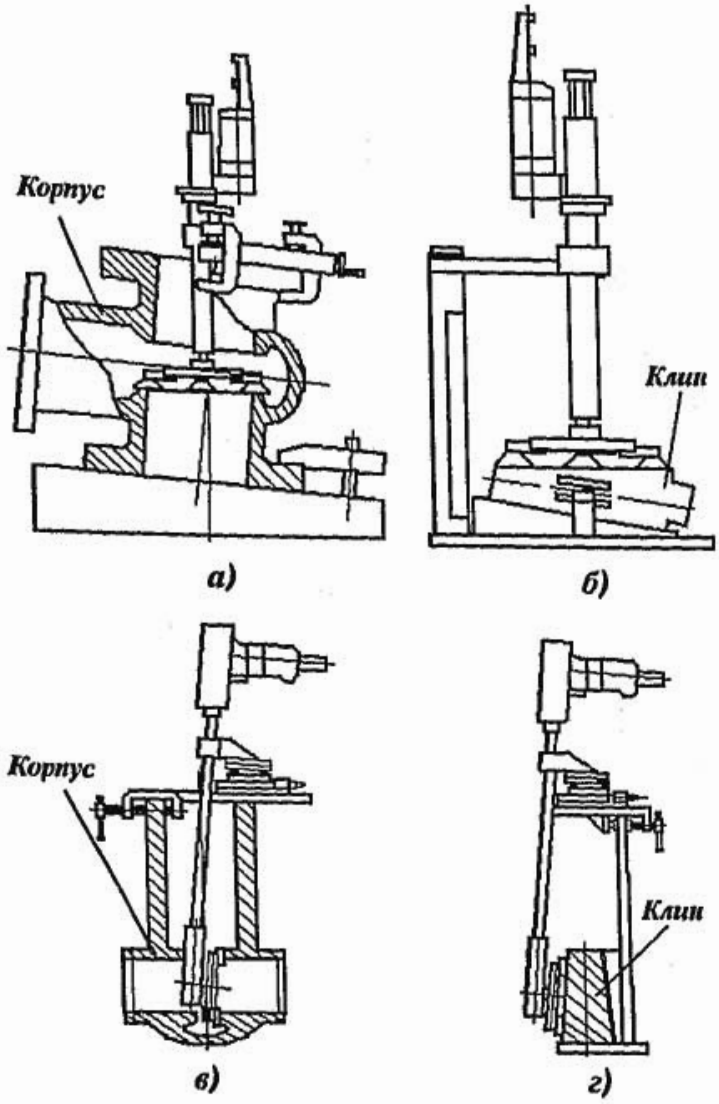


Рис. 4.3.21. Станки переносные для шлифования и притирки:
а – УПЧ-1-1, УПЧ-2-1, УПЧ-3-1; *б* – УПЧ-1-1К, УПЧ-2-1К, УПЧ-3-1К;
в – УПЧ-4-2 ... УПЧ-8-2; *г* – УПЧ-4-2К ... УПЧ-8-2К

Механическая обработка полимерных герметизаторов. Обработка полимеров и эластомеров специфична и требует при выборе последовательности операций и режимов резания учета значений усадки при формообразовании поверхностей.

Для механической обработки используют универсальное и специальное оборудование и оснастку, которые рекомендуются для обработки металлических герметизаторов затворов арматуры.

Таблица 4.3.19

Модель	D_y, мм	Привод		Габаритные размеры, мм	Масса комплекта, кг
		тип	мощность, кВт		
УПЧ-1-1	50, 80, 100, 150	электрический	0,74	400 × 300 × 800	35
УПЧ-1-2		пневматический	0,38		
УПЧ-2-1	200, 250, 300, 350, 400	электрический	1,0	740 × 580 × 1100	90
УПЧ-2-2		пневматический	2,9		80
УПЧ-3-1	500, 600, 800	электрический	1,0	980 × 700 × 1350	80
УПЧ-3-2		пневматический	2,9		80
УПЧ-4-1	80, 100, 150	электрический	0,55	420 × 380 × 995	25
УПЧ-4-2		пневматический	0,75		
УПЧ-5-1	200, 250, 300, 350	электрический	0,9	400 × 500 × 1450	70
УПЧ-5-2		пневматический	0,75		
УПЧ-6-1	400, 500	электрический	2,8	450 × 750 × 1750	72
УПЧ-6-2		пневматический	2,9		
УПЧ-7-1	600, 800	электрический	2,8	810 × 860 × 2190	185
УПЧ-7-2		пневматический	2,9		187
УПЧ-8-1	500 ,600, 800, 1000	электрический	2,8	980 × 1160 × 2700	250
УПЧ-8-2		пневматический	2,9		250

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

4.3.4. Технология и оборудование для сборки и настройки восстанавливаемой арматуры

К сборке и настройке приступают после восстановления и замены всех деталей, проведения проверки соответствия их требованиям ремонтных чертежей и заполнения сводной ведомости. Арматура относится к числу изделий, которые чувствительны к пыли, грязи, поэтому рабочее место должно быть таким, чтобы исключить порчу изделия из-за его засорения. Оно должно быть оснащено инструментом (см. рис. 4.3.4 и

4.3.5), в том числе мерными ключами, приспособлениями, позволяющими сборщикам затрачивать меньше физических усилий и времени. Детали на участок должны поступать тщательно промытыми, очищенными, окрашенными, а золотники, пробки, клинья и седла – в индивидуальной упаковке, предупреждающей порчу их уплотнительных поверхностей.

Сборка арматуры. Последовательность сборки, например предохранительного клапана (см. рис. 4.3.1) [11], следующая.

1. Ввернуть седло *2* в корпус *1*.

2. Проверить герметичность соединения корпус – седло.

3. Навинтить на резьбовую часть седла до упора нижнее регулировочное кольцо.

4. Установить в горловину корпуса направляющую гильзу *7* с навинченным на нее верхним регулировочным кольцом *4*. Отверстия на боковой поверхности гильзы должны быть обращены в сторону выходного патрубка клапана. При установке гильзы нельзя допускать ее перекоса. С тем чтобы проверить отсутствие перекосов, способных нарушить работу клапана, дальнейшая контрольная сборка ведется без опор *9* и *10* и пружины *17*.

5. На торец гильзы установить прокладку, затем промежуточный диск и вторую прокладку.

6. На шпильки корпуса надеть фланец защитного цилиндра, и четыре гайки равномерно затянуть.

7. В защитный цилиндр ввинтить регулировочный винт (на выход) и проверить свободу перемещения штока *18*, который не должен прижиматься к регулировочному винту при любом его положении. Подтягивая гайки крепления фланца защитного цилиндра, добиваются такого его положения, при котором шток перемещается под действием собственного веса.

8. Гайку маркировать совместно со шпилькой и отметить ее положение относительно фланца.

9. Цилиндр снять, регулировочный винт из него вывинтить, на шток надеть нижнюю опору *9*, пружину *17*, верхнюю опору *10*.

10. Установить защитный цилиндр, который крепится теми же гайками, каждая из которых навинчивается на свою шпильку и равномерно затягивается до того положения, которое они занимали во время предыдущей контрольной сборки.

После установки защитного цилиндра в него ввинчивают регулировочный винт, установке которого шток препятствовать не должен. При вращении винта, до того как он начнет сжимать пружину, шток вращаться вместе с ним не должен. Колпак *12* на клапане монтируют после его настройки на стенде.

11. Нижнее регулировочное кольцо *3* установить так, чтобы зазор между его торцом и торцом золотника *6* находился в пределах 0,2 ... 0,3 мм. Выполняется это следующим образом. Пружина клапана должна быть произвольно поджата. Регулировочное кольцо доводится до упора в золотник, после чего поворачивается в обратную сторону на заданное число зубцов, имеющихся на его поверхности для того чтобы гайка отошла от седла на нужное расстояние. Перемещение кольца при его повороте на один зубец обычно дается в паспорте изделия.

12. Установить верхнее регулировочное кольцо *4* на втулке на одном уровне с торцом золотника. При работе клапанов на жидкости нижнее регулировочное кольцо устанавливают в нижнем положении, и в дальнейшем его расположение не меняют. Для фиксации колец в указанном положении на свое место устанавливают стопорные болты, при этом следует проследить, чтобы они попадали в паз на наружной поверхности колец *3* и *4*, а не на выступ. Попадание стопорных болтов на выступ поведет к порче изделия. Под головки болтов должны быть установлены прокладки.

Настройка предохранительных клапанов. Настройка клапанов, предназначенных для работы на газообразных средах, может проводиться на воздушных стендах или на стендах с использованием азота. Клапаны, работающие на паре, должны настраиваться на паровых стендах, работающие на жидкостях – на водяных. Схема парового стенда показана на рис. 4.3.22 (стенд со сбросом пара в атмосферу или в конденсатор, в котором давление равно атмосферному).

Клапан устанавливают на стенд со снятой крышкой *12* (см. рис. 4.3.1) для возможности регулирования натяга пружины регулировочным винтом *11*.

По трубопроводу *17* (см. рис. 4.3.22) пар (от парогенератора) поступает к регулирующему клапану *16*, от которого отходит дренажная линия для удаления конденсата (который накапливается в нем после закрывания клапана). При открывании клапана *16* пар поступает в трубопровод *2*, а затем в емкость *10*. Давление перед испытуемым клапаном *9* поднимают, он срабатывает, и пар сбрасывается либо прямо в атмосферу по трубопроводу *11* (при настройке клапана), либо в конденсатор *12* (при определении пропускной способности), откуда конденсат поступает в мерную емкость *13*, установленную на весах *14*. При настройке клапана на него может не устанавливаться индикатор *8* для измерения хода золотника, но при определении его пропускной способности установка индикатора необходима даже в случае клапана закрытого типа, работающего при наличии противодавления за ним. В последнем случае в качестве индикатора может быть использован любой датчик положения.

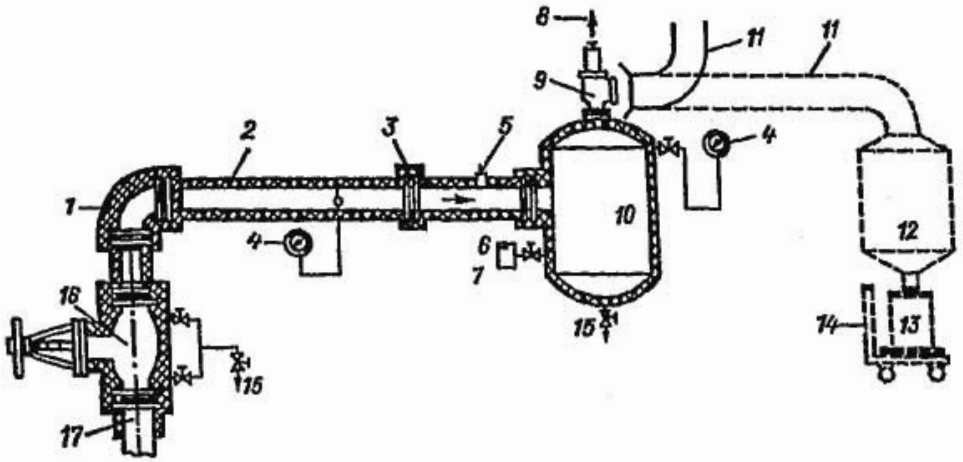


Рис. 4.3.22. Схема парового стенда со сбросом пара в атмосферу для настройки предохранительных клапанов:
1 – угольник; *2, 11* – трубопроводы; *3* – расходомерная шайба; *4* – манометры; *5, 6* – термометры; *7* – калориметр; *8* – к индикатору; *9* – настраиваемый клапан; *10* , *13* – емкости; *12* – конденсатор; *14* – весы; *15* – дренажные клапаны; *16* – регулирующий клапан; *17* – трубопровод для подачи пара

Для снижения потерь пара все линии стенда и емкость теплоизолированы.

Поскольку в испытуемом клапане при ремонте могут быть подрезаны золотник и седло, ход золотника увеличивается. Поэтому проверяют, нет ли контакта нижней опоры *9* (см. рис. 4.3.1) с промежуточным диском *8*. Также проверяют, нормально ли функционирует рычаг продувки. Если зазор между нижней опорой и промежуточным диском отсутствует, то золотник клапана при поджатой пружине будет иметь люфт. Его можно обнаружить через входной патрубок. Этот дефект устраняют подрезкой торца промежуточного диска. Если при проверке установлено, что рычаг продувки занимает неверное положение, следует изменить месторасположение упора кривошипа, переместив его по штоку, и заштифтовать на новом месте.

После указанной проверки клапан устанавливают на стенд и начинают его настройку.

Нижнее регулировочное кольцо определяет площадь золотника, на которую будет действовать статическое давление рабочей среды, а его удаление от седла определяет ход золотника в зоне пропорциональности, лишь по достижении которого давление рабочей среды будет действовать на увеличенную площадь, после чего клапан открывается рывком.

Верхнее регулировочное кольцо в рассматриваемой конструкции клапана меняет направление движения потока рабочей среды относительно золотника, в результате чего возникает реактивная сила, способствующая подъему последнего от седла. По мере подъема золотника от седла влияние нижнего кольца на скорость его подъема уменьшается.

При определении оптимального положения нижнего кольца следует учитывать следующее:

– от размера условного прохода клапана необходимое положение кольца не зависит;

– с увеличением давления газообразных сред следует увеличивать расстояние кольца от золотника;

– у клапанов, работающих на насыщенном паре при тех же давлениях, как и у работающих на газообразных средах, кольцо должно отстоять от золотника закрытого клапана на 20 ... 30 % дальше.

Для верхнего регулировочного кольца существует такое его положение, опускание ниже которого неэффективно. Подъем кольца от седла в основном существенного влияния на работу клапана не оказывает. Однако если его нижний торец поднят выше направляющей гильзы, то перемещение золотника клапана при открывании может уменьшиться.

Настройку клапанов серийного производства ведут без измерения хода их золотника, так как они были выполнены на опытном образце при отработке конструкции. Серийные же изделия имеют те же номинальные размеры деталей. У клапанов, прошедших ремонт, размеры даже таких деталей, как седло, золотник, могут быть различными. Поэтому, чтобы исключить сомнения в сохранении клапаном после ремонта паспортной пропускной способности, использование индикатора для измерения хода золотника клапана при его настройке весьма желательно. Если же обходиться без него, то необходимо измерять пропускную способность клапана, что возможно на стенде, обеспечивающем подачу рабочей среды в требуемом количестве.

Настройка клапана проводится следующим образом. Меняя натяг пружины регулировочным винтом *11* (см. рис. 4.3.1), добиваются, чтобы клапан, при давлении пара в емкости равном $p_{н.о}$, начал открываться. Под началом открытия следует понимать начало интенсивного травления пара через клапан, о чем можно судить, например, по звуку (свисту, создаваемому вырывающимся паром). Если на клапане установлен индикатор, то под началом открывания следует понимать момент, когда отклонение по индикатору составит 0,1 мм. Если клапан с началом травления пара сразу же открывается на полный ход, то нижнее регулировочное кольцо долж-

но быть отодвинуто от золотника его поворотом по часовой стрелке на 1 ... 2 зуба (эту операцию можно проводить только после снижения давления в емкости до клапана на 20 ... 25 %). Попытки определить давление $p_{н.о}$ повторяются до тех пор, пока это не удастся сделать. Когда $p_{н.о}$ установлено, давление емкости повышают до момента полного открытия клапана $p_{п.о}$.

Факт полного открытия клапана может быть удостоверен либо измерением хода золотника индикатором или измерением расхода пара. Для последней цели стенд снабжен манометрами, измерителями температуры пара, его теплоемкости (калориметром), мерной шайбой, а также конденсатором, сборником конденсата и весами для определения массы конденсата. При достижении давления $p_{п.о}$ клапан может открываться не полностью или, наоборот, открываться на полный ход еще до того как давление в емкости достигнет значения $p_{п.о}$. Причинами первого может быть трение подвижных деталей о неподвижные, чрезмерное удаление нижнего регулировочного кольца от золотника (в клапанах с двумя регулировочными кольцами) или излишний подъем верхнего регулировочного кольца. Если опусканием верхнего кольца и подъемом нижнего невозможно добиться полного открытия клапана при давлении $p_{п.о}$, то клапан следует направить на переборку для ликвидации перекосов.

Открывание клапана раньше достижения давления $p_{п.о}$ не является положительным явлением, ибо означает, что закрытие клапана будет происходить при более низком давлении, чем допускается. Поэтому, опуская нижнее регулировочное кольцо и поднимая верхнее, следует добиться, чтобы разность между $p_{н.о}$ и $p_{п.о}$ находилась в пределах 2 ... 3 % $p_{н.о}$.

После настройки кольца фиксируются на своих местах стопорными болтами.

Затем проверяют давление, при котором клапан закрывается. При этом под давлением закрытия $p_з$ понимается давление, при котором золотник клапана вступает в контакт с седлом, но клапан еще не герметичен. Следовательно, разность ($p_{н.о} - p_з$) практически определяет зону нечувствительности клапана, т.е. характеристику, связанную с трением подвижных деталей изделия и гистерезисом пружины. Для определения момента посадки золотника на седло давление в емкости *10* (см. рис. 4.3.22) снижают.

В правильно настроенных клапанах золотник должен своевременно сесть на седло при снижении давления в емкости не менее чем на 2,5 % $p_{н.о}$ и не более чем на 7 % $p_{н.о}$.

Установить момент посадки золотника на седло не просто, так как клапан еще не герметичен и утечка пара остается заметной. При отсутствии индикатора, определяющего положение золотника, это делают на слух или визуально. Момент прекращения шума или свиста от прохождения пара считается моментом посадки золотника на седла. Если можно следить за сбрасываемым через клапан паром, то закрытию клапана соответствует прекращение его сброса.

Если клапан при снижении давления до него на 7 % от $p_{н.о}$ не закрылся, то давление следует снижать далее. Если закрытие произошло при снижении давления более чем на 15 ... 20 % от $p_{н.о}$, то клапан должен быть направлен на переборку для ликвидации перекосов и трения его подвижных деталей. Если же он закрылся ранее снижения давления на 15 % от $p_{н.о}$, следует попытаться его подрегулировать.

Если результат проверки $p_з$ положителен, то далее давление в емкости стенда снижается до рабочего и измеряется герметичность клапана (по конденсату). Если же утечка превышает допустимую, клапан возвращается в ремонт.

При завершении настройки клапана составляют акт испытания и настройки с продлением ресурса работы предохранительного клапана.

Для сборки арматуры рекомендуется динамометрический ключ (табл. 4.3.20) и усилитель крутящего момента (табл. 4.3.21).

Для настройки (тарирования) предохранительных клапанов, работающих на жидкостях, и испытания герметичности их затвора выпускаются стенды ИСУ (рис. 4.3.23, табл. 4.3.22).

Таблица 4.3.20

Характеристики	Значения
Передаваемый крутящий момент, Н · м, max	700
Цена деления шкалы, Н · м	50
Размер соединительного квадрата, мм	32
Габаритные размеры, мм	760 × 210 × 80
Масса, кг	7

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Таблица 4.3.21

Характеристики	Значения
Выходной крутящий момент, Н · м, max	1200
Входной крутящий момент, Н · м, max	240
Передаточное отношение	5
Размер входного квадрата:	
дюйм	1/2
мм	12,7
Размер выходного квадрата:	
дюйм	1
мм	25,4
Масса, кг:	
усилителя	6,75
усилителя с рычагом	9,3 ... 11,2

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

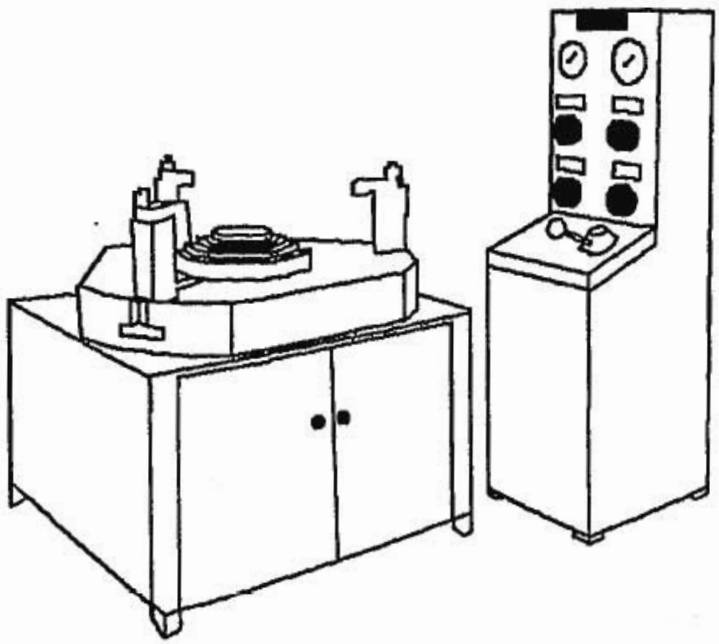


Рис. 4.3.23. Стенд для настройки и гидравлических испытаний предохранительных клапанов ИСУ

Таблица 4.3.22

Модель	D_y, мм			Вид привода зажима
	1,6 ... 16 МПа	1,6 ... 6,3 МПа	1,6 ... 4,0 МПа	
ИСУ-3-В	50 ... 150	50 ... 200	50 ... 300	ручной
ИСУ-3-Г	50 ... 150	50 ... 150	50 ... 150	пневматический
ИСУ-3В	50 ... 150	50 ... 200	50 ... 200	пневматический
ИСУ-3-Е	50 ... 150	50 ... 200	50 ... 300	пневматический
ИСУ-3-И	50 ... 150	50 ... 150	50 ... 150	быстродейст-вующий и пнев-матический

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

4.3.5. Технология и оборудование для испытаний восстанавливаемой арматуры

Заключительной операцией ремонта трубопроводной арматуры является ее испытание на прочность, плотность и герметичность затвора.

Испытания на прочность деталей, узлов, сборок, изделий предусматривают оценку сохранения целостности объекта испытаний при действии докритических и критических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации арматуры в технологических системах.

При испытании на прочность в качестве основной среды используется техническая вода, в особых случаях – керосин. Процесс ведут при нормальной температуре 20 ± 5 °С. Гидравлическому воздействию подвергают все элементы изделия, воспринимающие действие избыточного давления рабочей среды. Перед началом испытаний внутренние полости

объектов герметизируют заглушками и заполняют испытательной средой. При этом для обеспечения безопасности испытаний из полостей должен быть удален воздух. Затем давление доводят до критического уровня, регламентированного ГОСТ 356 для различных материалов, конструкций и эксплуатационных условий. Под избыточным давлением объект находится заданное время, после чего его обследуют. Изменение давления среды в процессе испытания не допускается.

Испытания на гидравлическую плотность материала корпусных деталей и сварных швов часто совмещают с испытаниями на прочность и проводят только после завершения прочностных. При обследовании объекта испытаний выявляют места проникновения испытательной среды через структуру материала. Обследование ведется визуально с одновременным контролем давления среды. Установленные места утечек исправляются заваркой и затем испытания повторяют.

При испытаниях воздухом объект помещают в емкость с водой и по отрывающимся воздушным пузырькам обнаруживают места неплотностей. Для целевой арматуры испытания могут проводиться с использованием газовоздушных смесей с фреоном – чувствительность 10^{-3} л · мкм/с и гелием – чувствительность до 10^{-7} л · мкм/с. Объект испытания считается годным, если не обнаружены места утечек через структуру материала и изменение давления среды в процессе испытания не зафиксировано.

Испытания на герметичность затвора проводят после испытаний на прочность и плотность. Испытания должны отвечать требованиям технических регламентов и положениям стандартов. По допустимым утечкам через затвор для общепромышленной запорной арматуры следует руководствоваться действующим ГОСТ 9544-93. В табл. 4.3.23 даны отдельные расчетные значения допустимых утечек для арматуры на p_y = 0,1 МПа классов герметичности A, B, C и D при испытаниях водой. Для остальной арматуры нормы герметичности регламентируются специальными стандартами.

Испытания проводят при предписанных давлении, температуре среды, погрешностях оценки утечки.

Для испытаний общепромышленной и специальной арматуры в цеховых условиях рекомендуются универсальные стенды ИСУ (рис. 4.3.24, табл. 4.3.24).

Таблица 4.3.23

D_y, мм	Максимально допустимая утечка воды для классов герметичности, $см^3$/мин			
	A	B	C	D
100	Нет видимых утечек	0,06	0,18	0,6
200		0,12	0,36	1,2
400		0,24	0,72	2,4
600		0,36	1,08	3,6
800		0,48	1,44	4,8
1000		0,60	1,80	6,0
2000		1,20	3,60	12,0

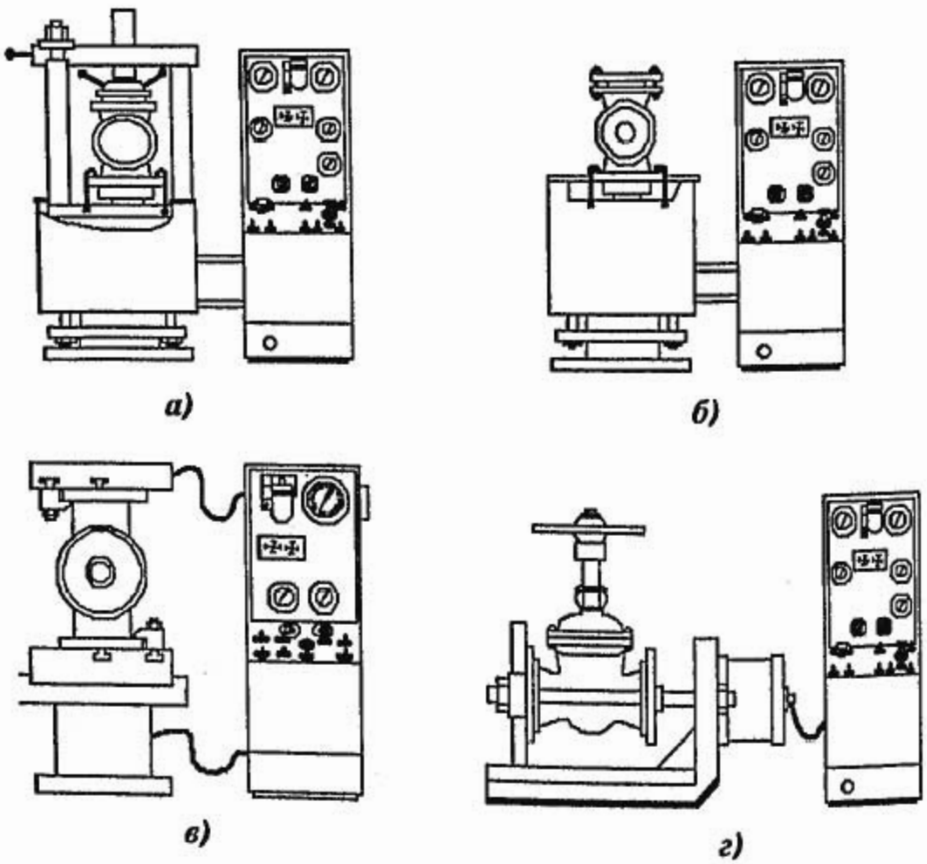


Рис. 4.3.24. Универсальные стенды для гидравлических и пневматических испытаний:
а – ИСУ-1; *б* – ИСУ-2; *в* – ИСУ-4; *г* – ИСУ-6

Таблица 4.3.24

Модель	Вид и тип трубопроводной арматуры	D_y, мм	Механизм привода		
			вид	энергетическая среда	развиваемая зажимная сила, кН
ИСУ-1-А ИСУ-2-А	Задвижки шиберные, клапаны устьевой арматуры	50, 65, 80 $p_р$ 14 МПа, 21 МПа, $p_р$ 28 МПа, 42 МПа	гидро-привод	масло	600
ИСУ-1-В	Общепромышленная и энергетическая арматура фланцевая, бесфланцевая (приварная)	10 ... 400	гидро-привод	масло или вода от ПНС	600
ИСУ-1-Д		10 ... 600			900
ИСУ-1-И		10 ... 1000			1500
ИСУ-2-В		10 ... 400			600
ИСУ-2-Д		10 ... 600			900
ИСУ-2-И		10 ... 1000			1500
ИСУ-6-Б		10 ... 400			600
ИСУ-6-Г		10 ... 600			900
ИСУ-4-Б	Общепромышленная фланцевая арматура, бесфланцевая (приварная)	10 ... 400	гидродо-жим испы-тательной средой (водой)	вода	600
ИСУ-4-Г		10 ... 600			900
ИСУ-4-Д		10 ... 1000			1500

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Таблица 4.3.25

Модель	D_y, мм, колонного фланца	p_p, МПа, испытаний	Механизм привода		
			вид	энергетическая среда	зажимная сила, кН
ИСУ-8-А	180; 280	14; 21; 28; 42	гидропривод двухступенчатый	вода	500
ИСУ-8-Б			гидропривод одноступенчатый	масло	

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

Для гидравлических испытаний фонтанной и нагнетательной арматуры выпускается универсальный стенд ИСУ-8 (табл. 4.3.25).

Испытательные стенды, оснащенные ручными насосами, рекомендуются для полевых условий и малого объема испытуемой арматуры на участке (рис. 4.3.25, табл. 4.3.26).

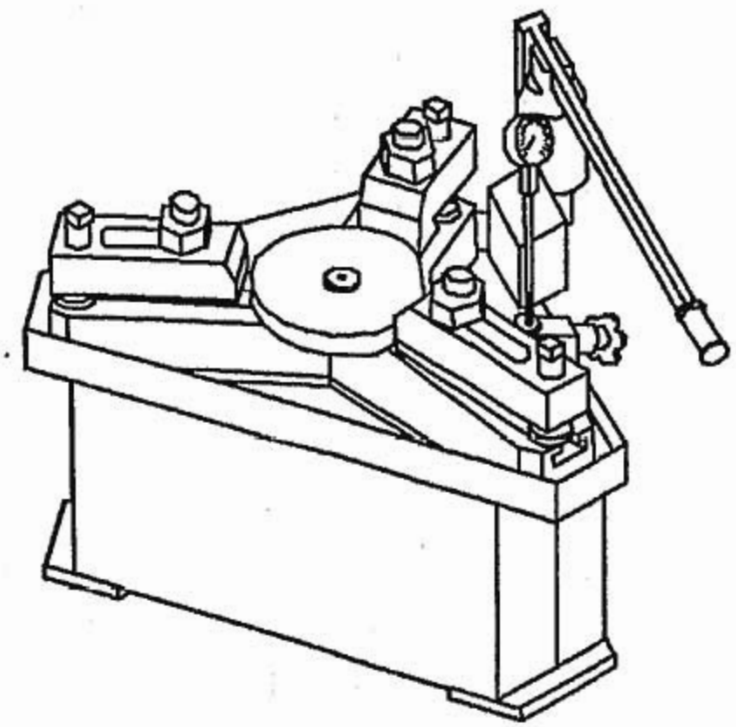


Рис. 4.3.25. Универсальный стенд для гидравлических испытаний с ручным насосом ИС-10-300

Таблица 4.3.26

Модель	D_y, мм	p_p, МПа	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ИС-10-300-А	10 ... 40 50 ... 150 200 ... 300	1 ... 32 1 ... 16 1 ... 4	1065 × 900 × 780	455
ИС-10-300-Б	10 ... 300	1 ... 4	1065 × 900 × 780	395

Примечание. Изготовитель НПО "ГАКС-АРМСЕРВИС", г. Пенза.

После испытаний арматура транспортируется на место эксплуатации или консервируется и отправляется на склад запасных деталей и изделий предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андреев Г.С.** Запорная арматура для магистральных газопроводов. Л.: Недра, 1968. 172 с.

2. **Асцатуров А.С.** и др. Средства коррозионно-механических испытаний металлополимерных клапанных устройств. М.: МИХМ, 1989.

3. **Бережковский М.И.** Трубопроводный транспорт химических продуктов. Л.: Химия, 1979. 240 с.

4. **Водяник В.И.** Предохранительные устройства для защиты химического оборудования: Справ. пособие. М.: Химия, 1975. 144 с.

5. **Гошко А.И.** Системное обеспечение качества запорной арматуры химических производств. М.: МИХМ. 1987. 68 с.

6. **Гошко А.И.** и др. Размерный анализ конструкций шаровых кранов, обеспечивающий их герметичность и экономичность изготовления. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976. 32 с.

7. **Гошко А.И.** и др. Формирование качества металлополимерной клапанной арматуры по динамическим параметрам. М.: НИИТЭХИМ, 1990. Вып. 3.

8. **Гошко А.И.** и др. Моделирование работоспособности полимерных клапанных устройств ножевого типа. М.: НИИТЭХИМ, 1986. Вып. 4.

9. **Гуревич Д.Ф., Ширяев В.В., Пайкин И.Х.** Арматура атомных электростанций. М.: Энергоиздат, 1982. 312 с.

10. **Гуревич Д.Ф., Шпаков О.Н.** Справочник конструктора трубопроводной арматуры: Справ. пособие. Л.: Машиностроение, 1987. 518 с.

11. **Гуревич Д.Ф., Шпаков О.Н., Заринский О.Н.** Защитно-предохранительные устройства нефтегазового оборудования. Л.: Машиностроение, 1991. 576 с.

12. **Гуревич Д.Ф., Шпаков О.Н., Соболев О.А.** Промышленная арматура для химически активных сред. СПб.: Химия, 1992. 448 с.

13. **Ермаков В.И., Шеин В.С.** Ремонт и монтаж химического оборудования. Л.: Химия, 1981. 368 с.

14. **Имбрицкий М.И.** Справочник по арматуре тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981. 304 с.

15. **Калашников В.А.** Оборудование и технологии ремонта трубопроводной арматуры. М.: Машиностроение, 2001. 232 с.

16. **Кашанский М.С.** Судовая арматура. Л.: Судостроение, 1975. 432 с.

17. **Никифоров А.Д.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Высш. шк., 2000. 510 с.

18. **Николаев В.И., Брук В.М.** Системотехника: методы и приложения. Л.: Машиностроение, 1985. 199 с.

19. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог. Ч. I. Кн. 1 / Г.А. Бухалова и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. 168 с.

20. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог. Ч. I. Кн. 2 / Г.А. Бухалова и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. 96 с.

21. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог. Ч. II. Кн. 1 / Г.А. Бухалова и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. 144 с.

22. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог. Ч. II. Кн. 2 / Г.А. Бухалова и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. 140 с.

23. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог. Ч. III / Г.В. Алексеева и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1983. 88 с.

24. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог. Ч. IV / Е.И. Устинова и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1984. 132 с.

25. **Промышленная** трубопроводная арматура: Каталог. Ч. V / Е.И. Устинова и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1984. 152 с.

26. **Сейнов С.В.** Трубопроводная арматура. Исследования. Производство. Ремонт. М.: Машиностроение, 2002. 392 с.

27. **Сейнов С.В.** и др. Испытания трубопроводной арматуры. М.: Издательство стандартов, 1989. 162 с.

28. **Сейнов С.В.** Участки для ремонта арматуры. Обоснование. Организация. Оборудование: Технический справочник. М.: Инструмент, 2003. 134 с. (Эксплуатация и ремонт арматуры, трубопроводов, оборудования).

29. **Тарасьев Ю.И., Айриев Д.В., Роман Е.В.** Современные подходы к оценке безопасности и надежности трубопроводной арматуры на всех стадиях ее жизненного цикла // Бюллетень Научно-промышленной ассоциации арматуростроителей. 2001. № 6. С. 21–27.

30. **Технологичность** конструкции изделия: Справочник / Ю.Д. Амиров и др. М.: Машиностроение, 1990. 768 с.

Производственно-техническое издание

ГОШКО Андрей Иванович

АРМАТУРА ТРУБОПРОВОДНАЯ ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В трех книгах
Книга 1

Выбор. Эксплуатация. Ремонт

Редактор *Е.Д. Макаренко*
Переплет художника *В.Н. Погорелова*
Корректор *Л.С. Рожкова*
Инженер по компьютерному макетированию *М.Н. Рыжкова*

Лицензия ИД № 05672 от 22.08.2001

Сдано в набор 17.02.2003. Подписано в печать 04.06.2003.
Формат 60 × 88/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 26,46. Уч.-изд. л. 25,78.
Тираж 1030 экз. Заказ 8220

ФГУП "Издательство "Машиностроение". 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Оригинал-макет подготовлен в Издательско-полиграфическом центре
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, Советская, 106, оф. 14

Отпечатано в ГУП ППП "Типография "Наука" РАН
121099, Москва, Шубинский пер., 6