

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)  
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего профессионального образования  
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

**Г.Б. Минигалиев, А.Ю. Матюхин**

# **ВЫБОР КЛАПАНА**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

**Нижекамск  
2014**

**УДК 66.0**  
**М62**

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) ФГБОУ ВПО «КНИТУ»

**Рецензенты:**

**Елизаров В.И.**, доктор технических наук;  
**Гусев С.Н.**, эксперт по усовершенствованному управлению  
фирмы «Emerson»

**М62** Выбор клапана: учебное пособие / сост.: Г.Б. Минигалиев, А.Ю. Матюхин - Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014. - 42 с.

Представлены основные сведения по используемым в химической промышленности клапанам. Приведены основные характеристики, принципы действия основных промышленно используемых устройств воздействия на технологический процесс. Показан алгоритм выбора клапана для конкретного применения согласно условиям поставленной задачи.

Предназначена для студентов специальностей «Автоматизированные системы обработки информации и управления» и «Автоматизация технологических процессов и производств» всех форм обучения, а также для студентов технологических и механических специальностей при выполнении курсового и дипломного проектирования раздела «Автоматизация технологических процессов и производств»

Подготовлена на кафедре «Автоматизация технологических процессов и производств», Нижнекамского химико-технологического института (филиала) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

**УДК 66.0**

© Минигалиев Г.Б., Матюхин .А.Ю., 2014  
© Нижнекамский химико-технологический  
институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	4
1	Постановка задачи	5
2	Классификация исполнительных устройств (краткая теория)	6
3	Алгоритм выбора клапана	27
4	Пример выполнения поставленной задачи	30
	Задания для самостоятельной работы	37
	Заключение	41
	Список литературы	41

## **ВВЕДЕНИЕ**

Клапанами оснащаются многие установки и агрегаты в химической, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности, в металлургии и энергетике.

Большое количество клапанов используется в судостроении, холодильной промышленности, жилищном и промышленном строительстве и других отраслях народного хозяйства.

Быстрое развитие техники вызывает необходимость разработки и изготовления большого количества различных конструкций клапана для самых разнообразных условий работы. Диапазоны температур, давлений, вязкостей и других свойств, применяемых различных сред, в которых работает клапан, непрерывно расширяются, поэтому число проблем, с которыми сталкивается инженер, несмотря на большое количество выполняемых экспериментальных и теоретических разработок, все время возрастает.

Инженеру приходится решать различные задачи из многих областей: механики, гидравлики, трения и износа, эрозии, коррозии, прочности и жесткости деталей, влияния температурных воздействий и т. д. Он должен учитывать условия работы клапана и обеспечить надежность и долговечность работы конструкции, а также ее технологичность и возможность изготовления с малыми затратами.

В связи с возрастающей ролью автоматизации управления производственными процессами увеличивается роль электрического, пневматического и гидравлического приводов клапанов, дистанционного управления клапанами, что вызывает усложнение конструкций.

# 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является выбор клапана и соответствующего вспомогательного оборудования.

Исходными данными для работы являются технологический режим работы клапана, динамические характеристики объекта измерения, технологическая среда и условия эксплуатации (влияющие величины).

*Например:*

требуется подобрать клапан, по которому будет проходить продукт с плотностью  $1000 \text{ кг/м}^3$ , максимальный расход через клапан  $1 \text{ м}^3/\text{час}$ , перепад давления при этом  $0,1 \text{ МПа}$ , рабочая температура среды  $50^\circ \text{ С}$ .

Обычно при проектировании накладываются более жесткие ограничения на влияющие величины, параметры среды и место установки, такие как минимальные и максимальные рабочие температуры в трубопроводе, минимальные и максимальные рабочие и предельные давления в аппарате, минимальные и максимальные перепады давления в трубе и т.д.

В данной работе жестких ограничений нет, также не требуется выбирать регулирующий или отсечной клапан, поэтому поле вариантов выбора клапана более широкое, и возможен более гибкий подход к решению задачи.

Общая рекомендация: многовариантное решение задачи и анализ целесообразности применения того или иного решения.

## 2. КЛАССИФИКАЦИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ (КРАТКАЯ ТЕОРИЯ)

Исполнительное устройство служит для изменения регулирующего воздействия в соответствии с сигналом, подаваемым на его вход от управляющего устройства. Исполнительное устройство в общем случае состоит из усилителя, серводвигателя и регулирующего органа.

Регулирующий орган может быть выполнен в виде вентиля, клапана, задвижки, крана, шиберы, заслонки и др., которые устанавливаются на трубопроводах и газоходах с протекающими по ним жидкостью, газом, паром и т.п. Иногда исполнительный механизм (серводвигатель и регулирующий орган) выполняется в одном блоке.

В зависимости от вида применяемой вспомогательной энергии исполнительные механизмы можно разделить на гидравлические, пневматические и электрические. Гидравлические и пневматические исполнительные механизмы характеризуются:

- а) простотой конструкции;
- б) большими выходными моментами или усилиями при малых габаритах;
- в) высоким к.п.д.;
- г) большой надежностью.

По своей конструкции эти серводвигатели исполнительных механизмов можно разделить на:

- 1) поршневые двигатели;
- 2) мембранные двигатели;
- 3) шестеренчатые двигатели.

Электрические исполнительные механизмы характеризуются:

- а) разнообразием типов электродвигателей;
- б) простотой питания в промышленных условиях;
- в) легкостью получения больших скоростей.

В качестве серводвигателей электрических исполнительных механизмов используются:

- 1) двигатели постоянного тока;
- 2) двигатели переменного тока;
- 3) соленоидные или электромагнитные двигатели.

Последние применяются обычно для перемещения регулирующего органа клапанного типа.

Выбор того или иного типа исполнительного механизма зависит от типа применяемого регулирующего устройства. В нефтяной промышленности большое применение находят пневматические исполнительные механизмы, отличающиеся надежностью действия и полной безопасностью в пожарном

отношении. Выбор исполнительного механизма обычно определяется следующими основными факторами:

- 1) применяемым видом вспомогательной энергии;
- 2) величиной и характером требуемого перестановочного усилия или мощности;
- 3) допустимой инерционностью;
- 4) желательными габаритами и весом;
- 5) зависимостью рабочих характеристик от внешних влияний;
- 6) надежностью.

Исполнительные устройства общепромышленного применения должны удовлетворять ряду требований, связанных с их рабочими и эксплуатационными характеристиками, а также с конструкцией самих устройств.

Исполнительное устройство должно обеспечить заданную точность и скорость обработки сигналов, поступающих на его вход. Точность обработки сигналов определяет в свою очередь необходимую чувствительность устройства и, следовательно, параметры входящих в него усилителей. Обычно чувствительность исполнительных устройств должна быть в пределах от единиц до сотен милливольт.

Скорость обработки или быстродействие исполнительного устройства определяется временем перемещения регулирующего органа из одного крайнего положения в другое при подаче на вход исполнительного устройства максимального сигнала. Это время зависит от скорости вращения приводного двигателя и передаточного отношения редуктора. Выбор быстродействия исполнительного устройства осуществляется в зависимости от известных динамических характеристик регулируемого объекта.

Для обеспечения требуемого качества регулирования исполнительное устройство должно обрабатывать управляющий сигнал с малыми искажениями сигнала в определенной полосе частот. Выбег выходного вала при снятии управляющего сигнала, а также люфты в исполнительном устройстве, ухудшающие качество переходного процесса, должны быть по возможности небольшими.

С целью устранения выбегов регулирующего органа применяется торможение электрического двигателя. В электрических исполнительных механизмах с номинальным моментом до 25 кг·м допустимый выбег выходного вала не должен превышать  $0,5^\circ$ , а для механизмов с номинальным моментом выше 25 кг·м —  $1^\circ$ . С целью уменьшения времени разгона двигателя, т.е. инерционности исполнительного механизма, пусковой момент двигателя обычно выбирается в 2-2,5 раза больше номинального момента. Время полного оборота выходного вала  $T_m$  и номинальный момент  $M_n$  на выходном валу электрических исполнительных механизмов выбираются в соответствии с ГОСТ на исполнительные механизмы. Для исполнительных устройств переменной

скорости время полного оборота выходного вала определяется при максимальной скорости вращения двигателя и номинальной нагрузке.

Максимальный рабочий угол поворота выходного вала исполнительных механизмов может быть равным  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$ , а для многооборотных механизмов  $360^\circ \cdot n$ , где  $n$  — целое число.

Питание электрических исполнительных механизмов в соответствии с ГОСТ 7192—51 может осуществляться от сети переменного тока промышленной частоты 50 Гц с напряжением 127, 220 или 300 В. Колебания напряжения сети в пределах от +5 до -15% от номинального значения не должны сказываться на нормальной работе исполнительного механизма.

Исполнительные механизмы должны иметь устройство дистанционного управления регулирующим органом. Кроме того, для ручного перемещения регулирующего органа исполнительные механизмы с номинальным моментом на выходном валу свыше 6 кг·м должны иметь штурвалы.

Для отключения двигателя при достижении регулируемым органом крайних положений исполнительные механизмы должны иметь концевые выключатели. В случае многооборотных исполнительных устройств концевые выключатели должны допускать вращение вала на  $360^\circ \cdot n$  оборотов.

Исполнительные устройства должны надежно работать в промышленных условиях, а в некоторых случаях должно быть предусмотрено выполнение исполнительного механизма для работы во взрывоопасной среде.

Исполнительные устройства должны быть надежны и просты в эксплуатации. С этой точки зрения предпочтение следует отдать бесконтактным исполнительным устройствам.

Исполнительные устройства с электродвигательным приводом в свою очередь можно разбить на две подгруппы: с контактным и бесконтактным управлением электродвигателем.

Для управления двигателем исполнительного устройства с контактным управлением, применяются реле и контакторы, обеспечивающие включение, отключение и реверсирование двигателя. Исполнительные устройства этой группы обычно выполняются с постоянной скоростью перемещения регулирующего органа независимо от величины управляющего сигнала, подаваемого на вход исполнительного устройства.

Принципиально можно получить и переменную скорость вращения вала исполнительного устройства с контактным управлением, если использовать импульсный режим работы двигателя. Однако, такие исполнительные устройства имеют пока ограниченное применение.

Большинство исполнительных устройств постоянной скорости выполняются с реверсивными схемами управления двигателями.

Наряду с этим имеются исполнительные устройства постоянной скорости, в которых двигатели всегда вращаются в одном направлении, например, двухпозиционные исполнительные механизмы типов ДР и ДР-1.

Исполнительные устройства с нереверсивным электродвигателем по конструктивному выполнению могут быть с вращательным движением выходного вала или с поступательным перемещением выходного штока. В некоторых исполнительных устройствах (например, типов ПР и ДР) предусмотрено по выбору вращательное или поступательное движение.

Исполнительные устройства с вращательным движением выходного вала в зависимости от конструкции приводимого ими регулирующего органа могут выполняться как однооборотные, так и многооборотные или постоянно вращающиеся. Многооборотные исполнительные механизмы предназначены в основном для перемещения запорных вентилей и задвижек.

В исполнительных устройствах с бесконтактным управлением для управления двигателями могут быть использованы электронные, магнитные или полупроводниковые усилители, а также их комбинации.

Бесконтактные исполнительные устройства могут быть выполнены с переменной и постоянной скоростью вращения выходного вала. В этих исполнительных устройствах целесообразно применять только реверсивные схемы управления двигателем, обеспечивающие остановку регулирующего органа в любом промежуточном положении.

Бесконтактные исполнительные устройства по конструктивному выполнению могут иметь также вращательное движение выходного вала или поступательное движение выходного штока. Устройства с вращательным движением могут быть однооборотными, многооборотными или постоянно вращающимися.

Приведенная классификация охватывает только основные типы исполнительных устройств.

## **2.1. Пневматические исполнительные механизмы**

Принцип действия пневматического исполнительного механизма основывается на том, что закрепленная между крышками 1 и 2 мембрана 3 (рис. 1) прогибается в зависимости от разности давлений, создаваемых с одной стороны воздухом, с другой стороны — пружиной 7. Пружина одним концом упирается в мембрану с помощью металлического диска 5 и направляющей стакана 6, а другим концом — в неподвижный кронштейн 8. Давление воздуха на мембрану подается при помощи штуцера 4. К центру стакана 6 прикреплен шток 9 привода, который при помощи гайки 10 соединяется со штоком 11 золотника 12. Золотник 12 имеет возможность перемещаться внутри седла 13 корпуса клапана 14.

При отсутствии давления воздуха на мембрану золотник под действием пружины поднимается вверх, и клапан открывается. Когда на мембрану подается давление воздуха, золотник перемещается вниз, и клапан закрывается. С помощью диска 15 и шкалы 16 можно наблюдать за положением золотника. Корпус клапана снабжен сальником 17. Предварительное сжатие пружины производится с помощью гайки 18. Опора 19 и шариковый подшипник 20 облегчают регулировку степени сжатия пружины и предотвращают скручивание мембраны. Для большей части исполнительных механизмов давление воздуха на мембрану исполнительного механизма меняется от 0,2 до 1 кгс/см<sup>2</sup>.

Для создания лучшей характеристики работы мембранного серводвигателя желательно предварительное натяжение пружины.

На рис. 2 показан исполнительный механизм без пружины. Вместо пружины на мембрану воздействует давление регулируемой среды. Этот тип исполнительных механизмов устанавливается на линиях подачи газа при регулировании температуры. Если давление воздуха над мембраной падает, то золотник поднимается, клапан прикрывается, и наоборот. При неизменном давлении воздуха над мембраной исполнительный механизм автоматически поддерживает неизменное давление газа после клапана, так как незначительные отклонения давления газа от величины, равной давлению воздуха, вызывают перемещения мембраны золотника, направленные в сторону поддержания этого давления. Исполнительный механизм с мембранным приводом может быть использован для приведения в действие поворотной заслонки. Для этого шток мембранного привода соединяется с рычагом, свободный конец которого может быть соединен тягой с заслонкой. При конструировании мембранных исполнительных механизмов диаметр мембраны выбирается с учетом сил, противодействующих движению золотника и штока клапана. Пружина привода, служащая для возвратного перемещения золотника, штока и мембраны, должна быть достаточно сильной, чтобы сохранить одинаковые положения золотника при обратном ходе. Между давлением воздуха над мембраной и перемещением или ходом золотника сохраняется почти прямолинейная зависимость. Некоторые отклонения от прямолинейности имеют место вследствие изменения рабочей площади мембраны при ее прогибе. Однако эти отклонения не превышают 1-2% от хода золотника.

Для пневматических исполнительных механизмов весьма существенной является величина гистерезиса. Допустимая величина гистерезиса, т.е. разница между прямым и обратным ходом, не должна превышать 2% полного хода золотника. Величина гистерезиса в значительной степени зависит от силы трения в сальнике штока клапана, которая может в значительной степени возрасти вследствие плохой смазки и тугой затяжки, что, в конечном счете, может привести к возникновению недопустимо большой зоны гистерезиса.

Поэтому при эксплуатации необходимо следить за наличием смазки в сальнике и за его набивкой.

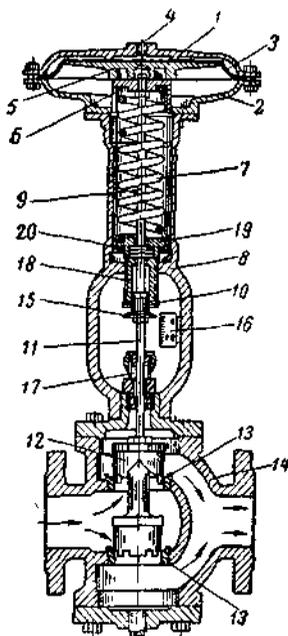


Рис. 1. Устройство пневматического исполнительного механизма

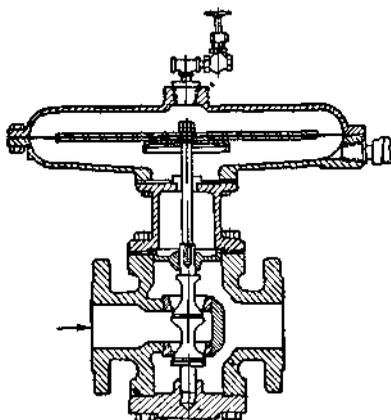


Рис. 2. Устройство пневматического исполнительного механизма без пружины

## 2.2. Гидравлические исполнительные механизмы

Гидравлические исполнительные механизмы обычно выполняются поршневыми или шестеренчатыми. Поршневые исполнительные механизмы выполняются однопоршневыми и многопоршневыми. Однопоршневые механизмы, в свою очередь, разделяются на механизмы одностороннего и двустороннего действия с поступательным и вращательным движением. Принцип действия поршневых исполнительных механизмов основан на том, что создаваемая разность усилий, действующих с двух сторон на поршень, вызывает соответствующее перемещение поршня.

На рис. 3а показан разрез и общий вид поршневого исполнительного механизма без регулирующего органа.

На рис. 3б показан поршневой исполнительный механизм с кривошипной передачей и общий вид исполнительного механизма с регулирующим органом.

На рис. 3в показан исполнительный механизм с вращательным движением поршня двустороннего действия без регулирующего органа. В поршневых исполнительных механизмах, работающих при больших давлениях, следует обращать особое внимание на уплотнение в местах трения.

Существенной характеристикой исполнительного механизма является время полного хода, т.е. время, в течение которого поршень серводвигателя переместится из одного крайнего положения в другое при полностью открытом подводе рабочей жидкости к двигателю.

Время полного хода механизма можно определить из выражения:

$$T = \frac{h_{\text{п}}}{f_{\text{т}}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot F^3}{g \cdot (F \cdot P - Q)}} \quad (1)$$

где  $f_{\text{т}}$  — максимальное проходное сечение трубопровода, подводящего рабочую жидкость к механизму,  $\text{см}^2$ ;

$h_{\text{п}}$  — максимальный рабочий ход поршня серводвигателя,  $\text{см}$ ;

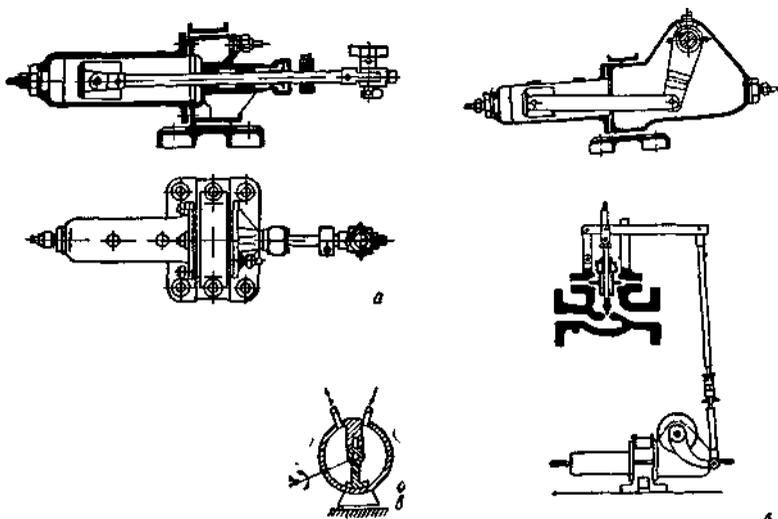
$F$  — площадь поршня серводвигателя,  $\text{см}^2$ ;

$\gamma$  — удельный вес рабочей среды,  $\text{кг}/\text{см}^3$ ;

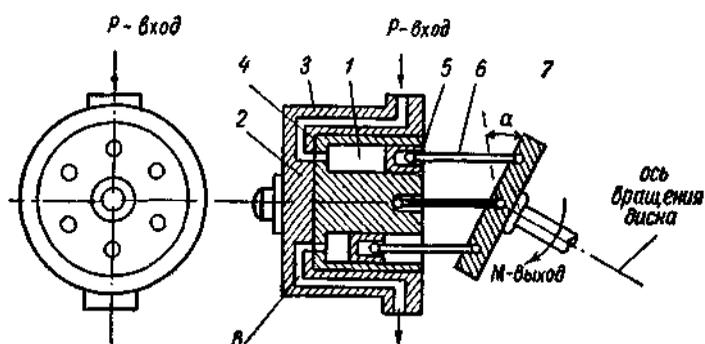
$P$  — рабочее давление,  $\text{кгс}/\text{см}^2$ ;

$Q$  — суммарная нагрузка на серводвигатель,  $\text{кг}$ ;

$g$  — ускорение силы тяжести.



**Рис. 3.** Гидравлические исполнительные механизмы: а — поршневой без регулирующего органа; б — поршневой с кривошипной передачей; в — поршневой с вращательным движением поршня двухстороннего действия без регулирующего органа



**Рис. 4.** Многопоршневой исполнительный механизм

### Многопоршневые исполнительные механизмы

На рис. 4 изображен многопоршневой исполнительный механизм, принцип действия которого сводится к следующему. К нескольким цилиндрам 1, размещенным по периферии в теле массивного ротора 2, который вращается в корпусе 3, подводится по каналу 4 поочередно масло под давлением.

Поршни 5, перемещаясь под давлением масла через шарнирные сочленения 6, воздействуют на наклонно расположенный диск 7. Усилие, с которым действует каждый поршень на диск, разлагается на нормальное к плоскости диска, гасящееся упором, и тангенциальное, создающее вращающий момент на диск относительно его оси вращения. Диск, вращаясь, поворачивает ротор и тем самым подводит очередной поршень к каналу 4. При обратном холостом ходе поршня масло свободно выливается наружу по каналу 8.

Изменением наклона диска можно изменить рабочий ход поршней, а, следовательно, и мощность двигателя. Количество рабочих цилиндров обычно колеблется в пределах от 5 до 9. Рабочий угол  $\alpha$  наклона диска 7 к вертикальной плоскости изменяется обычно в пределах 12-15°.

Исполнительные механизмы данной конструкции позволяют получить большой крутящий момент в небольших габаритах. Инерционность исполнительного двигателя в переходном режиме весьма незначительна.

### Шестеренчатые исполнительные механизмы

Принцип действия шестеренчатого исполнительного механизма, изображенного на рис. 5, состоит в следующем. Рабочая жидкость под давлением подводится к отверстию в корпусе 1 механизма и, воздействуя на зубцы шестерен 2 и 3, заставляет последние вращаться. Жидкость под давлением создает соответствующий вращающий момент на валу шестерни 3. С помощью регулировки давления рабочей жидкости можно менять вращающий момент механизма. Шестеренчатый механизм в динамическом режиме обладает весьма малой инерционностью.

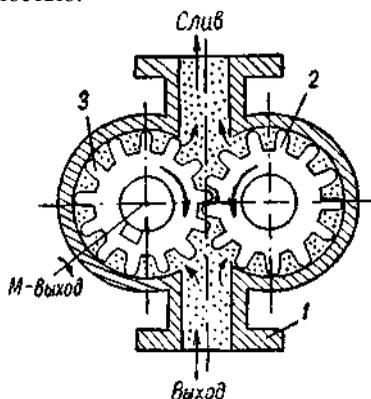


Рис. 5. Шестеренчатый исполнительный механизм

### 2.3. Электрические исполнительные механизмы с контактным управлением электродвигателем

Электрические исполнительные механизмы находят широкое применение для перемещения регулирующих органов (дроссельных заслонок, клапанов, кранов, реостатов и т. п.).

Для пропорционального регулирования используются электрические исполнительные механизмы типа ПР-1 (рис. 6). Он состоит из двух асинхронных двигателей 1: одного для прямого и другого для обратного вращения. Мощность каждого двигателя 60 Вт, напряжение питания 120/220 В. Исполнительный механизм имеет шестеренчатый редуктор 2, концевые выключатели 3 и реостатный датчик обратной связи 4. С помощью подбора сменных шестерен редуктора можно регулировать в широких пределах скорость вращения выходного вала исполнительного механизма. Механизм может сообщать регулируемому органу как вращательное, так и поступательное движение. Вращательное движение передается через вал 5, а поступательное — через шток 6. Исполнительный механизм помещается в литом корпусе 7, позволяющем крепить его в нужном положении. Габаритные размеры его указаны на рис. 6.

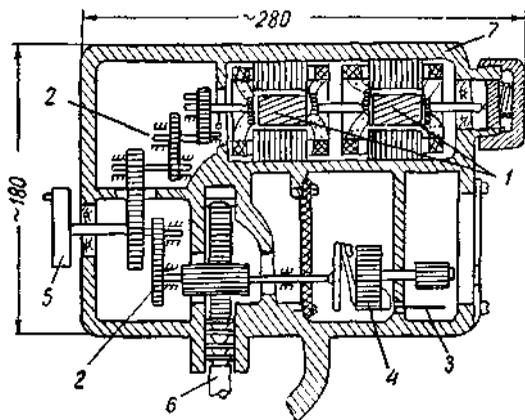
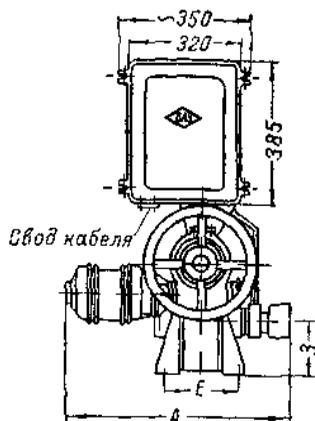


Рис. 6. Электрический исполнительный механизм

На рис. 7 изображен исполнительный механизм типа КДУ-МР с закрытой крышкой колонки.

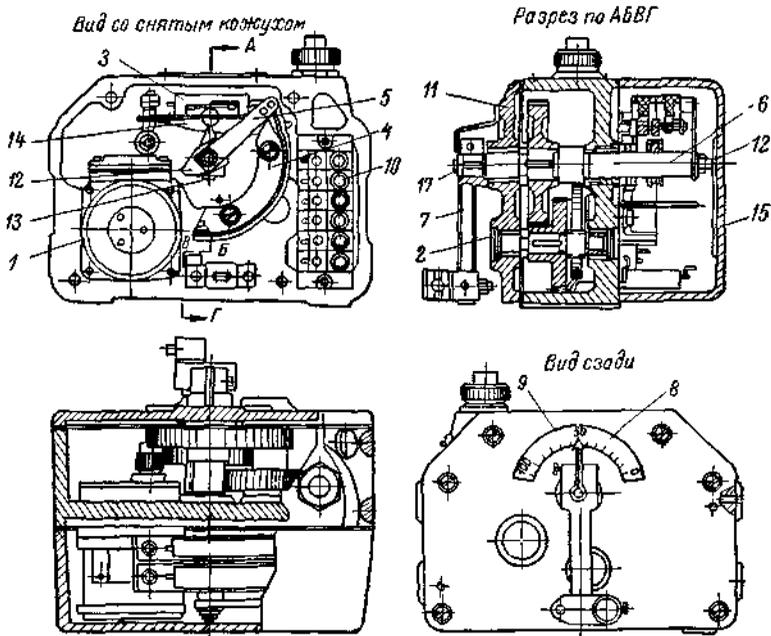


**Рис. 7.** Исполнительный механизм КДУ-МР

Исполнительный механизм типа КДУ-МР развивает крутящий момент на выходном валу до 30 кг м, а КДУ-ВР - до 150 кг м.

Исполнительный механизм типа КДУ состоит из червячного редуктора, трехфазного двигателя с короткозамкнутым ротором и колонки, в которой размещены вспомогательные элементы. В колонке размещены контакты однофазных концевых выключателей, реостатный датчик, являющийся датчиком дистанционного указателя положения, и селеновый выпрямитель, служащий для питания датчика-указателя. Исполнительный механизм снабжается вольтметром постоянного тока, шкала которого градуирована в процентах.

Полный рабочий ход исполнительного механизма лежит в пределах от 45 до 240° угла поворота выходного вала. Время прохождения рабочего хода составляет соответственно от 15 до 85 сек. Угол поворота выходного вала ограничивается концевыми выключателями. С целью уменьшения выбега исполнительный механизм снабжается электротормозом. Для перемещения регулирующего органа вручную редуктор снабжен штурвалом.

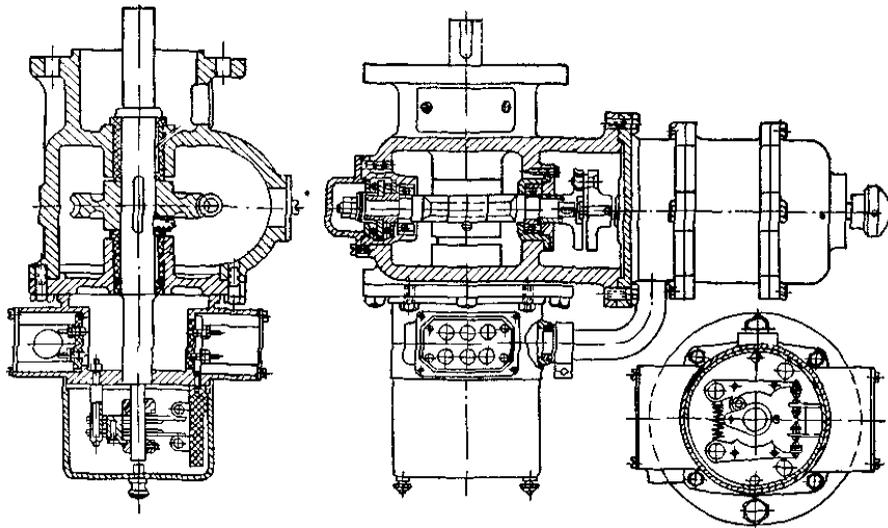


**Рис. 8.** Исполнительный механизм ИМ-2/120

Исполнительный механизм ИМ-2/120 (рис. 8) состоит из электропривода 1 (ЭП-93), редуктора 2, двух концевых выключателей 3, реостата обратной связи и кривошипа для соединения с регулирующим органом. Все эти узлы размещены в чугунном корпусе 11 с крышкой 15. Электропривод ЭП-93 состоит из асинхронного реверсивного двигателя Д-91 и понижающего редуктора. Питание двигателя осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В через нормально закрытые контакты. Момент на выходном валу электропривода равен 13,4 кг см. Выходной вал 6 с регулирующим органом соединяется через кривошип 7. На конце вала 6 укреплены два рычага 8 и 9 для управления концевыми выключателями. Когда исполнительный механизм придет в крайнее положение, один из рычагов 8 или 9 размыкает контакт, и двигатель останавливается. Дальнейший пуск двигателя может быть осуществлен только в обратную сторону, причем напряжение подается через другой концевой выключатель. С помощью реостата 4 и ползуна 5 осуществляется обратная связь системы регулирования. Подвод внешних проводов к двигателю производится через штуцер 17 с резиновым кольцом и зажимы 10. При помощи гайки 12 и болта 13 осуществляется установка кривошипа в

нужном положении. Настройка концевых выключателей производится винтом 14 с пружиной.

Для уменьшения выбега в цепь двигателя включаются тормозные сопротивления по 3000—5000 Ом.



**Рис. 9.** Исполнительный механизм ИМ-2/2,5

На рис. 9 показан исполнительный механизм типа ИМ-2/2,5, который состоит из двигателя и редуктора, соединенных при помощи муфты. Двигатель асинхронный, трехфазный, с частотой переменного тока 50 Гц, с напряжением питания 380/220 В, мощностью 150 Вт и скоростью вращения ротора 1370 об/мин. Редуктор червячный с передаточным числом 1:50. На конце вала редуктора укреплены концевые выключатели, закрытые специальной коробкой. Исполнительный механизм ИМ-2/2,5 имеет длину 430, ширину 370 и высоту 230 мм. Общий вес механизма 19 кг. Номинальный момент на валу механизма 4 кг м.

## 2.4. Регулирующие органы

Регулирующий орган в системе регулирования воздействует непосредственно на объект регулирования, обычно путем изменения количества подводимой к объекту регулируемой среды. При выборе регулирующего органа необходимо согласовать его характеристики с характеристикой работы других элементов системы регулирования.

Выбор регулирующего органа обычно определяется следующими основными факторами:

- 1) физическими свойствами регулирующей среды;
- 2) требуемым характером воздействия на регулируемую среду;
- 3) надежностью.

По принципу действия регулирующие органы можно разделить на неэлектрические и электрические.

К неэлектрическим регулирующим органам относятся:

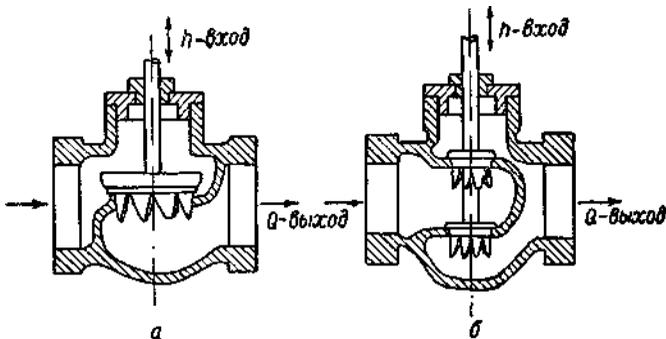
- 1) регулирующие клапаны (вентили);
- 2) регулирующие заслонки (затворы);
- 3) комбинированные устройства.

К электрическим регулирующим органам следует отнести:

- 1) реостаты;
- 2) фазовращатели.

## Регулирующие клапаны

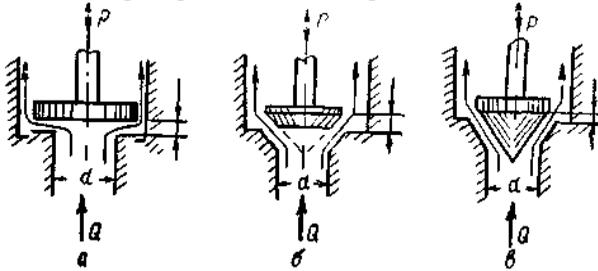
Как уже отмечалось, регулирующий клапан служит для изменения количества подводимого к объекту регулирования потока жидкости, пара, газа, воздуха и т. д. Изменение потока производится степенью открытия проходного сечения клапана. Клапаны изготавливаются размером от 6 до 400 мм. Клапаны бывают односедельные (рис. 10а) и двухседельные (рис. 10б). Двухседельные клапаны получили большое распространение благодаря меньшему усилию, необходимому для их перемещения, по сравнению с односедельными.



**Рис. 10.** Регулирующие клапаны:  
а — односедельные; б — двухседельные

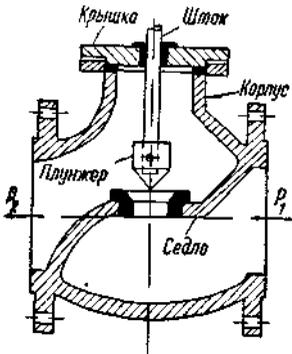
Рабочая поверхность клапана может быть выполнена как плоской (рис. 11а), так и конической (рис. 11б). Если угол конуса (рис. 11в) имеет минимальную величину, равную 15-35°, то клапан называется игольчатым. Регу-

лирующие клапаны с точки зрения гидравлической характеристики можно разделить на пропорциональные, параболические и логарифмические.



**Рис. 11.** Рабочие поверхности клапанов

На рис. 12 показан регулирующий клапан с пропорциональной характеристикой. Проходное отверстие его выполнено в седле в виде цилиндрического отверстия с небольшой фаской. Тарелка плунжера имеет форму усеченного конуса. Клапан имеет прямолинейную зависимость между подъемом плунжера и проходным сечением. Регулирующие пропорциональные клапаны применяются при двухпозиционном регулировании в объектах с большим коэффициентом емкости. Для обеспечения более устойчивого регулирования применяются клапаны с проходным сечением в виде равнобедренных треугольников. В них зависимость, между подъемом плунжера и проходным сечением имеет параболический характер, вследствие чего их называют параболическими.



**Рис. 12.** Регулирующий клапан с пропорциональной характеристикой

Клапаны, у которых зависимость между подъемом плунжера и проходным сечением выражается логарифмической функцией, называются логарифмическими.

Регулирующие клапаны можно разделить на клапаны прямого и обратного действия. В клапанах прямого действия при опускании плунжера вниз проходное отверстие закрывается. В клапанах обратного действия при движении плунжера вниз проходное отверстие открывается.

Большую часть выпускаемых клапанов можно перевести с прямого на обратное действие без существенных переделок.

При выборе регулирующего клапана следует учитывать характер его работы. Например, если требуется установить клапан для регулирования давления пара, поступающего в объект, и он устанавливается на главном трубопроводе, то клапан должен быть прямого действия. Выполнение этого условия предусматривает бесперебойную подачу пара в объект в случае порчи клапана. При регулировании подачи газа к печам, наоборот, следует установить клапаны обратного действия. В этом случае при порче регулятора клапан приоткрывает доступ топливного газа в печь. В месте установки регулирующих клапанов необходимо предусматривать обводные линии, чтобы на случай неисправности клапана иметь возможность пропустить поток, минуя неисправный участок. Расход регулируемого вещества (несжимаемой жидкости) через проходное сечение клапана определяется уравнением:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \sqrt{\frac{h}{\gamma}} \cdot 2 \cdot g, \quad (2)$$

где  $Q$  — расход, м<sup>3</sup>/сек;

$\alpha$  - безразмерный коэффициент расхода;

$F$  — площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>, изменяющаяся в результате перемещения штока;

$h$  — перепад давления перед клапаном и после клапана, кгс/м<sup>2</sup>;

$\gamma$  — объемный вес протекающего вещества, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  — ускорение силы тяжести, м/сек<sup>2</sup>.

В приведенной формуле при линейно измеряющейся площади проходного сечения  $F$  и постоянном значении —  $2g$  отклонение расхода от линейной зависимости может происходить за счет изменения величины коэффициента расхода. Поэтому для получения характеристики клапана, близкой к идеальной, необходимо, чтобы его конструкция обладала формой, учитывающей изменение коэффициента расхода при перемещении плунжера. Это достигается за счет профиля рабочей поверхности клапана.

Идеальная характеристика клапана сохраняется лишь при постоянном перепаде давления, в противном случае рабочая характеристика отличается от идеальной.

Параболическая характеристика клапана может быть выражена уравнением параболы с вершиной в начале координат:

$$y^2 = A \cdot Q, \quad (3)$$

где  $y$  — ход штока клапана, %;

$Q$  — расход среды, протекающей через клапан, %;

$A$  — постоянный коэффициент, который определяется экспериментально для данной конструкции клапана.

Чтобы получить логарифмический закон изменения проходного сечения клапана, необходимо иметь профиль проходного сечения, удовлетворяющий зависимости:

$$y = C \cdot \lg A \cdot Q,$$

где  $A$  и  $C$  — постоянные коэффициенты, определяемые опытным путем для данной конструкции клапана.

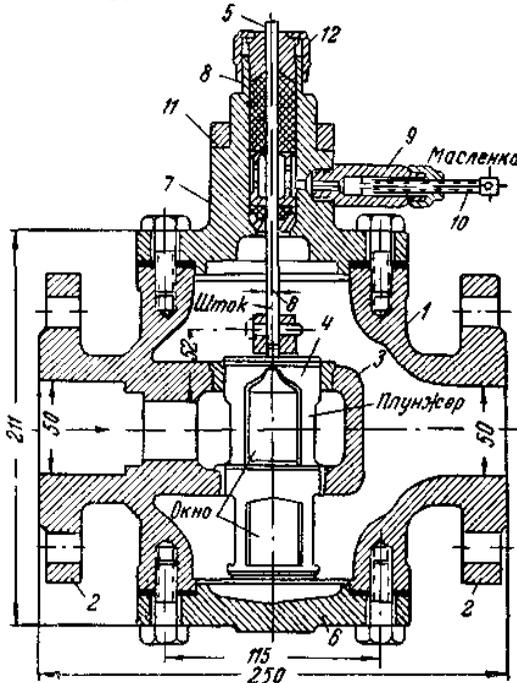


Рис. 13. Регулирующий клапан с логарифмической характеристикой

Конструкция клапана с логарифмической характеристикой приведена на рис. 13. Клапан состоит из корпуса 1 с фланцем 2. Внутри корпуса сделано седло 3, в которое входит плунжер 4 с переходными окнами. Последние расположены в два яруса и имеют очертания, отвечающие логарифмической кривой. К верхней части плунжера прикреплен шток 5. С верхней и нижней

частей корпус закрывается крышками 6 и 7. Для уменьшения трения в клапане установлен сальник 8.

Уплотнение в сальнике достигается подачей на шток с помощью масленки 9 и винта 10 густой смазки, заполняющей полость специальной втулки 11.

### Регулирующие заслонки

Регулирующие (дроссельные) заслонки получили широкое применение для регулирования потока газа и пара при небольшом избыточном давлении или вакууме в трубопроводах большого диаметра. Это объясняется их конструктивной простотой, достаточно хорошими регулировочными свойствами и небольшими потерями давления. Прямоугольные заслонки имеют наименьшую зависимость между степенью открытия и приростом проходного сечения.

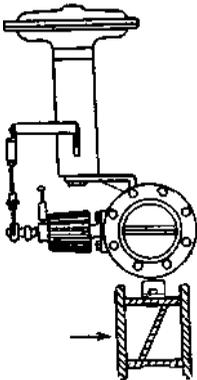


Рис. 14. Регулирующая заслонка с мембранным приводом пневматического действия

На рис. 14 показана регулирующая заслонка с пневматическим мембранным приводом. Заслонки могут иметь также гидравлический и электрический приводы. Заслонка является регулирующим органом неуравновешенного типа. При протекании через заслонку газа или другого вещества возникает реактивный вращающий момент, который стремится закрыть заслонку.

Величина реактивного момента может быть определена по формуле:

$$M = \alpha \cdot h \cdot d^3 \text{ кг/см},$$

где  $\alpha$  — коэффициент, зависящий от угла поворота заслонки;

$h$  — перепад давления газа, кгс/см<sup>2</sup>;

$d$  — диаметр заслонки, см.

Диаметр круглой заслонки, предназначенной для газов и воздуха, может быть определен по формуле:

$$d = \sqrt{6,63 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{h}}}, \quad (4)$$

где  $d$  — диаметр заслонки, см;

$Q$  — максимальный расход газа или воздуха, м<sup>3</sup>/час

$\gamma$  — вес единицы объема газа или воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$h$  — перепад давления в заслонке, мм. вод. ст.

Для регулирования газовых потоков в трубопроводах большого сечения применяются поворотные многолопастные регулирующие заслонки.

### **Регулирующие электрические органы**

В качестве электрических регулирующих органов применяются реостаты, угольные столбы и фазовращатели.

Реостаты обычно применяются проволочные с плавным или ступенчатым изменением сопротивления. В некоторых случаях применяются жидкостные реостаты. Ввиду неэкономичности этого способа регулирования он имеет ограниченное применение, особенно в мощных цепях. Угольные столбы применяются при небольшой мощности в цепи.

Фазовращатели находят широкое применение для регулирования скорости исполнительных двигателей постоянного тока, питаемых от ионных приборов. В качестве фазовращателей используются фазовращающие мосты, индукционные фазовращатели и др. В фазовращающем мосте вращение фазы осуществляется посредством изменения величины активного  $R$  или реактивного  $X$  сопротивлений, включенных в плечи фазового моста. В индукционном фазовращателе вращение фазы осуществляется путем поворота ротора.

### **Характеристики регулирующих органов.**

Регулирующие органы принято оценивать по ряду показателей, наиболее важными из которых являются: пропускная способность, диаметр условного прохода, конструктивная и расходные характеристики.

Зависимость между расходом вещества и площадью проходного сечения, образуемого затвором регулирующего органа, определяется по формуле:

$$Q = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P},$$

где  $\alpha$  - коэффициент расхода,

$f$  - площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>,

$\rho$  - плотность потока, кг/м<sup>3</sup>,

$\Delta P$  - перепад давления на затворе, Н/м<sup>2</sup>.

При перепаде давления  $\Delta P$  расход вещества через регулирующий орган определяется площадью проходного сечения  $f$  и коэффициентом  $\alpha$ . Для определения диаметра клапана универсальных формул нет. Для каждой конструктивной разновидности регулирующего органа имеются свои значения коэффициента расхода. Ниже приводятся формулы, наиболее часто используемые при расчете регулирующих органов.

После преобразования формула для расхода запишется в виде:

$$Q = K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

где  $K_v$  - коэффициент, называемый пропускной способностью и имеющий размерность м<sup>3</sup>.

$$K_v = A \cdot f \cdot \alpha,$$

где  $A$  - числовой коэффициент.

Из последней формулы следует, что при прочих равных условиях величина  $K_v$  зависит от проходного сечения регулирующего органа. А это значит, что каждому положению затвора соответствует определенное значение  $K_v$ . При полном открытии регулирующего органа пропускная способность максимальна.

Коэффициент  $K_v$  позволяет сравнить между собой регулирующие органы различных видов и размеров. Так как плотность сжимаемой среды (газ, пар) за регулирующим органом меньше, чем перед ним, то при определении расхода  $Q$  по уравнению в него вводятся соответствующие поправки на сжимаемость.

Ниже приводятся формулы, по которым определяют пропускную способность  $K_v$  клапанов и заслонок.

$$\text{Для жидкости: } K_v = 36 \cdot 10^3 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}.$$

Для газов:

$$\text{при } \Delta P < \frac{P_1}{2} \quad K_v = 7 \cdot 10^5 \cdot Q_H \cdot \sqrt{\frac{\rho_H \cdot T_1}{P_2 \cdot \Delta P}};$$

$$\text{при } \Delta P > \frac{P_1}{2} \quad K_v = 14 \cdot 10^5 \cdot \frac{Q_H}{P_1} \cdot \sqrt{\rho_H \cdot T_1}.$$

Для пара:

$$\text{при } \Delta P < \frac{P_1}{2} \quad K_v = 36 \cdot 10^3 \cdot W \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho_2 \cdot \Delta P}};$$

$$\text{при } \Delta P > \frac{P_1}{2} \quad K_v = 50.7 \cdot 10^3 \cdot W \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho_1 \cdot P_1}};$$

здесь  $Q$  - расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;

$P_1$  - давление перед регулирующим органом,

Н/м<sup>2</sup>;  $P_2$  - давление за регулирующим органом,

Н/м<sup>2</sup>;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$Q_n$  - расход газа при 0° С и 760 мм рт. ст., м<sup>3</sup>/с;

$\rho_n$  - плотность газа при 0° С и 760 мм рт. ст., кг/м<sup>3</sup>;

$T_1$  — абсолютная температура газа до регулирующего органа, К;

$W$  - расход пара, кг/с;

$\rho_2$  - плотность пара при  $P_2$  и  $t_1$ ;

$\rho_1$  - плотность пара при  $0,5 P_1$  и  $t_1$ .

Обычно определяют максимальную пропускную способность  $K_{v \max}$ , которая имеет место при наименьшем перепаде давления. Условная пропускная способность  $K_{vy}$  должна быть ближайшей большей по отношению к  $K_{v \max}$ . По найденному значению  $K_{vy}$  и выбранной характеристике регулирующего органа определяют диаметр условного прохода  $D_y$ .

### 3. АЛГОРИТМ ВЫБОРА КЛАПАНА

Рациональная последовательность выбора технических устройств показана на следующей схеме алгоритма действий.



Рис. 15. Схема алгоритма выбора клапана

При этом критериями выбора можно считать потребительские свойства, т.е. соотношение показателей затраты/производительность/надежность, а технические и эксплуатационные характеристики – ограничениями для процедуры выбора.

Кроме того, необходимо разделить характеристики на прямые (для которых положительным результатом является её увеличение) и обратные (для которых положительным результатом является её уменьшение).

Так как характеристики между собой конфликтны, т.е. улучшение одной характеристики почти всегда приводит к ухудшению другой, необходимо для каждой характеристики  $K_i$  определить весовой коэффициент  $\alpha_i$ , учитывающий степень влияния данной характеристики на полезность устройства.

Терминология и состав критериев оценки приведены в соответствии с основными положениями квалиметрии и стандартами качества (ГОСТ 15467-79).

Выбор аппаратуры производится в четыре этапа (рис.15):

- 1) определение соответствия технических характеристик предъявленным требованиям;
- 2) определение соответствия эксплуатационных характеристик предъявленным требованиям;
- 3) оценка потребительских свойств выбираемой аппаратуры;
- 4) ранжирование изделий.

На первом этапе каждая техническая характеристика анализируемого изделия сравнивается с предъявленными к проектируемой системе требованиями, и, если данная характеристика не удовлетворяет этим требованиям, изделие снимается с рассмотрения.

Такой же анализ проводится на втором этапе с эксплуатационными характеристиками, и, только если технические и эксплуатационные характеристики соответствуют поставленной задаче и предъявленным требованиям, проводится оценка потребительских свойств.

Для этого используется аддитивный метод оценки, когда суммарная оценка каждого свойства вычисляется по следующей формуле:

$$K = \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{K_i^{\wedge}} \cdot \alpha_i + \sum_{j=1}^m \frac{1}{\frac{K_j}{K_j^{\wedge}}} \cdot \alpha_j$$

где:  $K_i, K_j$  - прямая и обратная характеристики выбираемого изделия;

$K_i^{\wedge}, K_j^{\wedge}$  - соответствующие характеристики аналога;

$\alpha_i, \alpha_j$  - весовые коэффициенты характеристик;

$n, m$  количество прямых и обратных характеристик.

Деление на характеристики аналога необходимо для приведения всех свойств к относительным величинам.

Определение весовых коэффициентов для характеристик технического средства является одной из самых ответственных задач, т.к. именно от их

правильной величины зависит достоверность результатов анализа. Для нахождения усредненной оценки каждого коэффициента может быть рекомендована следующая методика экспертных оценок и программа их расчета.

Составляется матрица эксперты-коэффициенты, в которой проставляются полученные от каждого эксперта оценки коэффициентов по шкале от 0 до 10.

Рассчитывается относительная значимость ( $W_{ij}$ ) всех коэффициентов в отдельности для каждого эксперта. С этой целью оценки, полученные от каждого эксперта, суммируются (по горизонтали), а затем нормируются:

$$W_{ij} = \frac{\alpha_{ij}}{\sum_{i=1}^n \alpha_{ij}}, \text{ при } j = \text{const.}$$

Вычисляется усредненная оценка, данная всеми экспертами каждому коэффициенту. Для этого нормированные оценки, полученные в предыдущем шаге, суммируются (по вертикали), а затем рассчитывается среднее арифметическое для каждого коэффициента:

$$\alpha_i = \frac{\sum_{j=1}^m W_{ij}}{m}, \text{ при } i = \text{const.}$$

В результате анализа потребительских свойств аппаратуры составляется матрица изделия – потребительские свойства, которая содержит исходные данные для выбора технического устройства.

Ранжирование изделий, т.е. расположение их в порядке возрастания (или убывания) соотношения показателей затраты/производительность/надежность, целесообразно проводить по формуле:

$$P = П+Н+З.$$

#### 4. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ

*Рассчитать и выбрать исполнительный механизм, удовлетворяющий следующим характеристикам:*

Таблица 1

**Характеристики исполнительного механизма**

№ варианта	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Перепад давления, МПа	Максимальный расход, м <sup>3</sup> /час	Рабочая температура, °С
1	1000	0,1	1	50

*Для выбранных средств автоматизации требуется указать следующие характеристики.*

1. Модель и наименование (тип прибора, классификация и т.д.).
2. Вспомогательное оборудование (тип привода, позиционер, электромагнитный клапан, концевые выключатели и т.д.).
3. Особенности конструкции клапана (внутреннее устройство клапана, материалы использующиеся в устройстве).
4. Статическая характеристика (линейный, равнопроцентный, нелинейный, логарифмический, параболический и т.д.).
5. Диапазон измерения (для позиционера).
6. Входной и выходной сигналы основного и вспомогательного оборудования.
7. Габаритные и присоединительные размеры (способы соединения, размеры различных частей и элементов и т.д.).
8. Материал монтажных частей (вид монтажа прибора к аппарату и материалы монтажных изделий и т.п.).
9. Соответствие техническим условиям, ГОСТ и другим нормативным документам (ТУ, ГОСТы, международные стандарты, реестр средств измерения).
10. Требования гарантийного обслуживания и сроки поверки (сложность поверки и условия поверки).
11. Требования по герметичности и взрывозащите.

*Рассчитать характеристики, необходимые для выбора клапана.*

*Решение.*

Рассчитаем пропускную способность клапана по формуле:

$$K_v = 36 \cdot 10^3 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}},$$

здесь  $Q$  - расход жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\rho$  - плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$$K_V = 36 \cdot 10^3 \cdot 1/3600 \cdot \sqrt{\frac{1000}{10000}} = 3,16 \text{ м}^2$$

$$K_{V_{\max}} = 1.2 \cdot 3.16 = 3.792 \approx 4 \text{ м}^2$$

Для решения задачи можно выбрать клапаны с различными приводами, но наиболее часто в химической технологии используют пневматический привод. Рассмотрим вариант выбора пневматического клапана фирмы «ЛГ Автоматика». Ниже приведены краткие характеристики клапана и навесного оборудования.

Клапаны малогабаритные регулирующие КМР являются новой серией кованых клапанов, предназначенных для автоматического регулирования расхода и перекрытия жидких и газообразных сред. Клапаны изготавливаются с условным проходом 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300 мм с условной пропускной способностью от 0,006 до 1600 на условное давление 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0 и 16,0 МПа. Условная пропускная способность клапанов КМР приведена в сводной таблице 2 каталога на странице «Технические характеристики клапанов КМР».

Клеточно-плунжерные клапаны КМР, КМО, КМРО являются в настоящее время наиболее совершенной и универсальной конструкцией регулирующих, отсечных и регулирующие-отсечных клапанов

Конструкция указанных клапанов превосходят основные типы устаревших клапанов по ряду показателей:

- 1) точности и плавности регулирования;
- 2) отсутствию перепада давления на направляющей втулке;
- 3) повышенному значению допустимого перепада давления;
- 4) высокой устойчивости к загрязненным средам;
- 5) антишумовым и антикавитационным характеристикам;
- 6) возможностью монтажа клапана в любом положении относительно вертикали;
- 7) устойчивости к автоколебаниям;
- 8) плавному приращению расхода при начальных значениях хода штока клапана;
- 9) увеличенному ресурсу клапана;
- 10) расширенному диапазону регулирования.

Клеточно-плунжерные регулирующие клапаны КМР имеют широкий набор конструктивных исполнений дроссельных пар с расширенным рядом условных пропускных способностей клапанов, включая микрорасходы. Клапаны используются как для нейтральных сред, так и для химически активных сред.



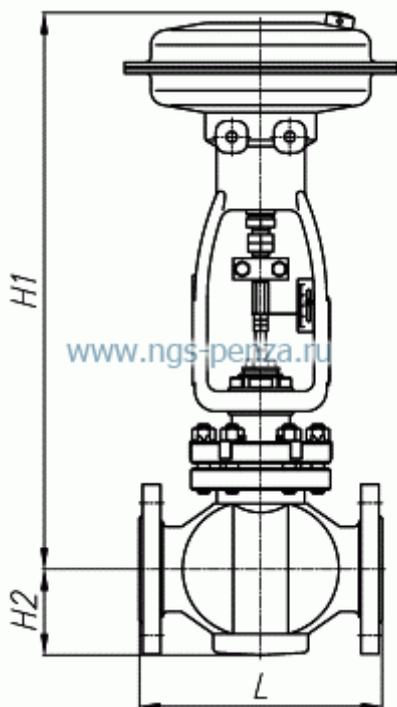


Рис. 16. Габаритные размеры клапана

Таблица 3

### Технические характеристики клапанов КМР

Условное давление $P_u$ , МПа	1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 16,0
Условный проход, мм	10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300
Пропускная характеристика	равнопроцентная, линейная; расширенный диапазон регулирования
Диапазон температур регулируемой среды	40/-60... + 225°C, -40/-60... + 450°C, -40/... +500/550/600/650°C, -90/-200... + 225°C,
Диапазон температур окружающей среды	40/-50/-60... + 70°C,
Исходные положения плунжера клапана	НО - нормально открытое; НЗ - нормально закрытое

Присоединительные размеры	фланцев по ГОСТ 12815-80 (ответные фланцы с шипом исполнение №4 или другое по заказу) или по ANCI , под приварку
Материал корпуса	сталь 20, углеродистые низкотемпературные стали, 12X18Н10Т, 10X17Н13М2Т, специальные сплавы;
Материал дроссельной пары	12X18Н10Т, 10X17Н13М2Т, специальные сплавы;
Класс герметичности для регулирующих клапанов по ГОСТ 23866-87(по DIN)	По ГОСТ выше IV (по DIN – V)
Класс герметичности по ГОСТ 9544-93	B-C (A – по специальному заказу)

**Таблица 4**

**Габаритные размеры клапанов КМР Ру до 4,0 Мпа**

Dy,мм	L,мм	H1,мм	H2,мм
10	120	430	45
15	130	430	48
20	150	506	53
25	160	506	58
32	180	506	68
40	200	651	81
50	230	651	81
65	290	651	96
80	310	722	110
100	350	914	126
125	400	914	135
150	480	1023	185
200	600	1023	188
250	730	1355	275
300	850	1600	315

**Таблица 5**

**Габаритные размеры клапанов КМР Ру свыше 6,3 Мпа**

Dy,мм	L,мм	H1,мм	H2,мм
15	210	461	53
20	230	506	63

25	230	506	68
32	260	506	75
40	260	692	83
50	300	692	88
65	340	692	100
80	380	722	110
100	430	928	126
125	500	928	148
150	550	983	185
200	650	983	215
250	*		
300	*		

\* по согласованию с заказчиком

Регулирующие клапаны в стандартном варианте могут комплектоваться электропневмопреобразователями; пневмопозиционерами; электропневмопозиционерами, фильтром-редуктором, ответными фланцами с прокладками и крепежом. Исходя из описания, выбираем клапан DN 20 мм, Kvy 4.

В стандартном варианте регулирующий клапан с пневмоприводом мембранного типа (МИМ) может комплектоваться следующим навесным оборудованием:

- 1) позиционером;
- 2) электропневмопреобразователем;
- 3) фильтром-редуктором.

При установке клапана в современную систему управления желательно использовать регулирующие клапаны с электронными позиционерами. Это обеспечивает возможность снижения требований к точности расчета клапана за счет большего диапазона регулирования, а при установке регулирующего клапана с расширенным диапазоном регулирования позволяет обеспечивать регулирование в соотношении 1:100.

Производственно-научная фирма «ЛГ автоматика» устанавливает в качестве стандартной комплектации позиционеры Sipart PS2. Добиваясь чувствительности клапана до 0,2%, что соответствует возможностям позиционера и дает возможность использовать регулирующей клапан со значительным диапазоном регулирования при неизменной чувствительности системы во всем диапазоне регулирования.

Позиционер Sipart PS2 обладает рядом преимуществ перед электромеханическими позиционерами предыдущего поколения:

- 1) высокой точностью позиционирования, простотой использования и программирования,
- 2) наличием автоматических пусковых функций с саморегулированием нуля и диапазона,

- 3) возможностью использования дополнительных опций и модулей,
- 4) возможностью адаптации с большинством систем автоматизированного управления выпускаемыми ведущими зарубежными фирмами.

По специальному заказу клапаны могут комплектоваться позиционерами низкотемпературного исполнения на  $-50^{\circ}\text{C}$  и  $-60^{\circ}\text{C}$  с обозначением Sipart PS2 Север. Клапаны комплектуются позиционерами типа Sipart PS2 с видом взрывозащиты «Электробезопасная электрическая цепь» (маркировка EexibIIcT6) или видом взрывозащиты «Взрывонепроницаемая оболочка» (маркировка EexdIIcT6).

Электронные позиционеры с современными протоколами позволяют обеспечить диагностику клапана.

В последнее время отмечена явная тенденция к повышению надежности регулируемых клапанов за счет использования вычислительных возможностей нового поколения позиционеров – интеллектуальных позиционеров или смарт-позиционеров. Цель этих позиционеров – проводить постоянный и эффективный мониторинг состояния как самого прибора, так и регулирующего клапана. Это значит, что прежде, чем произойдет отказ регулирующего клапана или исполнительного механизма, то есть прежде, чем возникнет негативное воздействие на технологический процесс, позиционер сформирует сообщение с запросом на обслуживание.

Требование обслуживания различается по степени важности.

Для указания срочности запросов на обслуживание применяются изображения гаечного ключа зеленого, желтого и красного цвета на экране компьютера или локальном пульте сигнализации.

Различные уровни запроса на обслуживание позволяют предотвратить серьезное повреждение единицы оборудования, так и технологического узла в целом.

Для всех типов позиционеров и электропневмопреобразователей необходимо обеспечение чистоты воздуха не ниже I класса. Поэтому в стандартную комплектацию клапанов, поставляемых ПНФ «ЛГ автоматика», входит фильтр-редуктор.

Многие предприятия используют различные системы подготовки воздуха. Во время проведения технологического обслуживания, монтажа и т.д. в пневмосистеме может попасть адсорбент и др. механические включения, поэтому применение фильтра-редуктора оправдано с точки зрения обеспечения гарантированной чистоты питающего воздуха. Фильтр-редуктор имеет конденсатоотводчик, позволяющий в случае установки клапанов в закрытом помещении с температурой окружающей среды не ниже  $5^{\circ}\text{C}$  снизить требования к влажности воздуха вплоть до использования воздуха без системы осушки. Необходимость редуктора определяется типом используемого позиционера и рабочим давлением в пневмосистеме.

## ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

*Рассчитать и выбрать исполнительный механизм, удовлетворяющий следующим характеристикам:*

Таблица 6

### Характеристики исполнительного механизма

№ варианта	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Перепад давления, МПа	Максимальный расход, м <sup>3</sup> /час	Рабочая температура, °С
1	1000	0,1	1	50
2	1050	0,2	1,5	55
3	1100	0,3	2	60
4	1150	0,4	2,5	65
5	1200	0,5	3	70
6	1250	0,6	3,5	75
7	1300	0,7	4	80
8	1350	0,8	4,5	85
9	1400	0,9	5	90
10	1450	0,1	5,5	95
11	1500	0,2	6	100
12	1550	0,3	6,5	105
13	900	0,4	7	110
14	850	0,5	7,5	115
15	800	0,6	8	120
16	750	0,7	8,5	125
17	700	0,8	9	50
18	1	0,9	250	55
19	2	0,1	225	60
20	3	0,2	200	65
21	4	0,3	175	70
22	5	0,4	150	75
23	6	0,5	125	80
24	7	0,6	100	85
25	8	0,7	75	90
26	9	0,8	70	95
27	10	0,9	65	100
28	11	0,1	60	105

<b>№ варианта</b>	<b>Плотность, кг/м<sup>3</sup></b>	<b>Перепад давления, МПа</b>	<b>Максимальный расход, м<sup>3</sup>/час</b>	<b>Рабочая температура, °С</b>
29	12	0,2	55	110
30	13	0,3	50	115
31	14	0,4	45	120
32	15	0,5	40	125
33	1000	0,6	1	50
34	1050	0,7	1,5	55
35	1100	0,8	2	60
36	1150	0,9	2,5	65
37	1200	0,1	3	70
38	1250	0,2	3,5	75
39	1300	0,3	4	80
40	1350	0,4	4,5	85
41	1400	0,5	5	90
42	1450	0,6	5,5	95
43	1500	0,7	6	100
44	1550	0,8	6,5	105
45	900	0,9	7	110
46	850	0,1	7,5	115
47	800	0,2	8	120
48	750	0,3	8,5	125
49	700	0,4	9	50
50	1	0,5	250	55
51	2	0,6	225	60
52	3	0,7	200	65
53	4	0,8	175	70
54	5	0,9	150	75
55	6	0,1	125	80
56	7	0,2	100	85
57	8	0,3	75	90
58	9	0,4	70	95
59	10	0,5	65	100
60	11	0,6	60	105
61	12	0,7	55	110
62	13	0,8	50	115
63	14	0,9	45	120
64	15	0,1	40	125

<b>№ варианта</b>	<b>Плотность, кг/м<sup>3</sup></b>	<b>Перепад давления, МПа</b>	<b>Максимальный расход, м<sup>3</sup>/час</b>	<b>Рабочая температура, °С</b>
65	1000	0,2	1	50
66	1050	0,3	1,5	55
67	1100	0,4	2	60
68	1150	0,5	2,5	65
69	1200	0,6	3	70
70	1250	0,7	3,5	75
71	1300	0,8	4	80
72	1350	0,9	4,5	85
73	1400	0,1	5	90
74	1450	0,2	5,5	95
75	1500	0,3	6	100
76	1550	0,4	6,5	105
77	900	0,5	7	110
78	850	0,6	7,5	115
79	800	0,7	8	120
80	750	0,8	8,5	125
81	700	0,9	9	50
82	1	0,1	250	55
83	2	0,2	225	60
84	3	0,3	200	65
85	4	0,4	175	70
86	5	0,5	150	75
87	6	0,6	125	80
88	7	0,7	100	85
89	8	0,8	75	90
90	9	0,9	70	95
91	10	0,1	65	100
92	11	0,2	60	105
93	12	0,3	55	110
94	13	0,4	50	115
95	14	0,5	45	120
96	15	0,6	40	125
97	1000	0,7	1	50
98	1050	0,8	1,5	55
99	1100	0,9	2	60
100	1150	0,1	2,5	65

*Для выбранных средств автоматизации требуется указать следующие характеристики.*

1. Модель и наименование (тип прибора, классификация и т.д.).
2. Вспомогательное оборудование (тип привода, позиционер, электромагнитный клапан, концевые выключатели и т.д.).
3. Особенности конструкции клапана (внутреннее устройство клапана, материалы, используемые в клапане).
4. Статическая характеристика (линейный, равнопроцентный, нелинейный, логарифмический, параболический и т.д.).
5. Диапазон измерения (для позиционера).
6. Входной и выходной сигналы основного и вспомогательного оборудования.
7. Габаритные и присоединительные размеры (способы соединения, размеры различных частей и элементов и т.д.).
8. Материал монтажных частей (вид монтажа прибора к аппарату и материалы монтажных изделий и т.п.).
9. Соответствие техническим условиям, ГОСТ и другим нормативным документам (ТУ, ГОСТы, международные стандарты, реестр средств измерения).
10. Требования гарантийного обслуживания и сроки поверки (сложность поверки и условия поверки).
11. Требования по герметичности и взрывозащите.

*Рассчитать характеристики, необходимые для выбора клапана.*

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Правильный выбор регулирующего клапана приводит к адекватной реакции системы управления на возникающие в объекте управления возмущения и улучшает динамические характеристики контуров регулирования.

При правильном выборе типа клапана и привода к нему достигается взрыво- пожаробезопасность производства, снижаются риски возникновения аварийных ситуаций, увеличивается запас управляемости технологического оборудования.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Конструирование и расчет трубопроводной арматуры, Гуревич Д. Ф. Изд-во «Машиностроение», 1968 г., 888 стр.
2. Беспалов А.В., Харитонов Н.И. Задачник по системам управления химико-технологическими процессами: Учебное пособие для вузов. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2005.-307 с.
3. [www.klapan.ru/](http://www.klapan.ru/) - сайт фирмы ЛГ Автоматика

**Учебное издание**

**Минигалиев Григорий Барыевич**

**Матюхин Алексей Юрьевич**

## **ВЫБОР КЛАПАНА**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

Корректор Белова И.М.  
Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 03.12.2014.  
Подписано в печать 15.12.2014.  
Бумага писчая. Гарнитура Таймс.  
Усл. печ. л. 2,6. Тираж 100 экз.  
Заказ №22.

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ»,  
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.