

Государственный ордена Трудового Красного  
Знамени проектный институт  
ПРОЕКТМОНТАЖАВТОМАТИКА

РУКОВОДЯЩИЙ МА1

Расчет и применение регулирующих органов  
в системах автоматизации технологических  
процессов

PM4-163-77

1977

Государственный ордена Трудового Красного  
Знамени проектный институт  
ПРОЕКТМОНТАЖАВТОМАТИКА

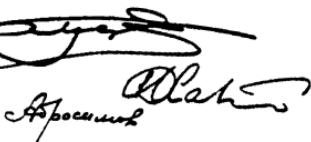
РУКОВОДЯЩИЙ МАТЕРИАЛ

Расчет и применение регулирующих органов  
в системах автоматизации технологических  
процессов

PM4-I63-77

Срок введения 1 апреля 1978г

Главный инженер  
Начальник отдела  
Гл.специалист



Антонов  
Хакимов  
Абросимов

1977

Настоящий руководящий материал составлен взамен следующих руководящих материалов:

Р - 73002, Расчет смесительных клапанов (1959г);

Р - 73003, Расчет регулирующих дроссельных органов (1961г);

PM4-91-71, Расчет регулирующих органов, за которыми происходит парообразование (1971г);

PM4-119-71, Расчет регулирующих органов (1971г).

Данный материал является руководством по расчету и применению дроссельных регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов. При пользовании этим материалом следует иметь в виду, что он не заменяет собой каталогов, правил и других нормативных и информационных документов, содержащих указания по выбору и применению трубопроводной арматуры. Поэтому при выполнении расчетов и выборе регулирующих органов в каждом конкретном случае необходимо выяснить (по каталогам и другим действующим информационным материалам) возможность применения <sup>изд</sup> принятого в процессе расчета регулирующего дроссельного органа.

Печать, штук	Взам.наг.	Изд.№ публ.	Печат. в лист.
084- 725	1/00	78, X	

PM4-163-77

Зам.	Лист	№ документа	Печат.	Дата
Разраб.	АБДОССИМОВ	Б.И.	Ильин	28.08.77
Провер.	ГУРОВ	А.М.	Любич	30.08.77
Инв.контр.	КУЗЬМИН	Чаш	Л.Ю.	27.01.78
Утв.	ХАКИМОВ	У.С.	Л.Ю.	

Расчет и применение регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов

Лист.	Лист	Листов
	2	103

ГПИ ПМА

## С О Д Е Р Ж А Н И Е

I.	Назначение .....	6
2.	Задача расчета регулирующего органа .....	10
3.	Виды и область применения регулирующих органов .....	12
4.	Регулирующий орган как элемент гидравлической цепи объекта автоматизации .....	14
5.	Зависимость расхода через гидравлическое сопротив- ление от перепада давления на нем .....	20
6.	Влияние переходных патрубков на расход через регу- лирующий орган в рабочих условиях .....	24
7.	Режимы движения жидкости через регулирующий орган ....	28
8.	Турбулентное однофазное движение в квадратичной области .....	30
9.	Кавитация и вскипание .....	32
10.	Переходный режим и ламинарный поток	
10.1.	Общие положения .....	39
10.2.	Уравнение расхода для ламинарного движения через регулирующий орган .....	44
10.3.	Расчет регулирующих органов с учетом вли- яния вязкости .....	46
II.	Режимы движения газа или пара через регулирующий орган .....	48
12.	Трехходовые регулирующие органы .....	53
13.	Пропускные характеристики регулирующих органов	
13.1.	Общие положения .....	55
13.2.	Линейная пропускная характеристика .....	55
13.3.	Равнопроцентная пропускная характеристика .....	56

8.18.11/04/94

I3.4.	Пропускная характеристика регулирующего орга- на с тарельчатым затвором .....	56
I3.5.	Выбор пропускной характеристики .....	57
I4.	Рекомендуемый порядок расчета	
I4.1.	Исходные данные .....	58
I4.2.	Порядок расчета .....	58
I5.	Об использовании ЭВМ для расчета регулирующих органов .....	59
I6.	Пример расчета перепада давления на регулирующем органе .....	61
I7.	Пример расчета регулирующего органа на жидкости (турбулентный режим) .....	65
I8.	Пример расчета регулирующего органа на жидкости (ламинарный режим) .....	66
I9.	Пример расчета регулирующего органа на жидкости (переходный режим) .....	69
I10.	Пример расчета регулирующего органа на жидкости (кавитация или вскипание) .....	72
I11.	Пример расчета регулирующего органа на газе (турбулентный режим) .....	74
I12.	Пример расчета регулирующего органа на газе (критическое течение) .....	77
 <b>ПРИЛОЖЕНИЯ:</b>		
I.	Соотношения между различными единицами измерения .....	80
II.	Формулы пересчета объема и плотности газов .....	81
III.	Коэффициент сопротивления $\zeta$ некоторых местных сопротивлений .....	82
IV.	Коэффициент сопротивления $\zeta$ полностью открытой арматуры .....	85

5. Сводная таблица формул для определения числа Рейнольдса потока .....	87
6. Коэффициент трения $\lambda$ круглых трубопроводов .....	88
7. Коэффициенты $\zeta$ и $\zeta_s$ для одинаковых конических переходных патрубков (внезапные расширения) .....	90
8. Поправка на влияние переходных патрубков $F_p$ .....	91
9. Ориентировочные значения коэффициентов для расчета регулирующих органов .....	92
10. Поправочный коэффициент $F_F$ .....	93
II. Поправка на влияние вязкости $F_\mu$ .....	94
I2. Поправка на влияние вязкости $F_\mu$ для переходного режима движения жидкости .....	95
I3. Уравнения для расчета регулирующих органов, управляемых потоками жидкости .....	96
I4. Критический относительный перепад давления с учетом влияния переходных патрубков $\chi_{tr}$ .....	97
I5. Поправка на изменение плотности $\epsilon$ для двухседельных регулирующих органов с пробковым затвором ( $\chi_t = 0,70$ ) .....	98
I6. Уравнения для расчета регулирующих органов, управляемых потоками газа или пара .....	99
I7. Пропускные способности нестандартизированных заслоночных регулирующих органов .....	100
Перечень использованных документов и литературы .....	101

284  
25/11/94 № 100  
Приложение к документу

## I. НАЗНАЧЕНИЕ

Настоящий руководящий материал составлен в развитие ГОСТ 16443-70 "Устройства исполнительные. Методы расчета пропускной способности, выбора условного прохода и пропускной характеристики" и является руководством по расчету и применению регулирующих дроссельных органов в системах автоматизации технологических процессов. При его разработке была использована часть проекта Публикации 534 "Регулирующие дроссельные органы для управления технологическими процессами" Международной электротехнической комиссии, а также другие материалы (см. перечень использованных документов и литературы).

Выбор нужного регулирующего органа производится в процессе выполнения расчета, т.е. из ряда серийно изготавливаемых регулирующих органов выбирается конкретный типоразмер, имеющий необходимый диаметр условного (присоединительного) прохода, нужную пропускную способность и пропускную характеристику. Пригодность принимаемого регулирующего органа по другим характеристикам (рабочему давлению и температуре, материалу деталей, соприкасающихся с протекающей средой и т.п.) должна выявляться по каталогам и другим действующим информационным материалам и правилам.

При выполнении расчетов может возникнуть необходимость в переходе от одних единиц измерения к другим. Соотношения между различными единицами измерения даны в приложении I.

В приложении 2 приведены формулы пересчета объема и плотности газов.

Данный материал не регламентирует объем и формы исполнения расчетов, так как они определяются особенностями проектируемых систем автоматизации и достоверностью и полнотой исходных данных, имеющихся в распоряжении проектировщиков.

Ном.	№ подп.	Ном.	№ подп.	Пост.	Пост.
234	-125	11	04	74	2

Ном	Лист	№ докум.	Пост.	Дата

В руководящем материале приняты следующие основные условные обозначения:

Наименование величины	Условные обозначения
Внутренний диаметр трубопровода . . . . .	D
Присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа . . . . .	d
Площадь прохода D . . . . .	$F = \frac{\pi}{4} D^2$
Площадь прохода d . . . . .	$f = \frac{\pi}{4} d^2$
Коэффициент формы проточной части регулирующего органа . . . . .	$F_1$
Поправочный коэффициент . . . . .	$F_F$
Коэффициент восстановления давления жидкости . . . . .	$F_L$
Коэффициент восстановления давления и влияния входного патрубка . . . . .	$F_{LP}$
Поправка на влияние переходных патрубков . . . . .	$F_p$
Поправка на влияние вязкости . . . . .	$F_R$
Поправка на показатель адиабаты . . . . .	$F_\alpha$
Ускорение свободного падения . . . . .	$g$
Коэффициент начала кавитации . . . . .	$K_c$
Пропускная способность регулирующего органа . . . . .	$K_r$
Длина трубопровода . . . . .	L
Относительный ход регулирующего органа . . . . .	$\ell$
Отношение условной пропускной способности регулирующего органа к пропускной способности трубопровода . . . . .	$n$
Абсолютное давление (общее обозначение) . . . . .	P
Абсолютное давление в начале гидравлической цепи . . . . .	$P_0$

Наименование величин	Условное обозначение
Абсолютное давление в конце гидравлической цепи . . . . .	$P_K$
Абсолютное давление перед регулирующим органом (перед входным переходным патрубком) . . . . .	$P_1$
Абсолютное давление после регулирующего органа (после входного переходного патрубка) . . . . .	$P_2$
Абсолютное давление в наименьшем сечении струи . . . . .	$P_{nc}$
Абсолютное давление насыщенных паров . . . . .	$P_{np}$
Перепад давления (общее обозначение) . . . . .	$\Delta P$
Потери давления на местных сопротивлениях . . . . .	$\Delta P_m$
Потери давления на прямых участках трубопровода . . . . .	$\Delta P_p$
Располагаемый напор гидравлической цепи . . . . .	$\Delta P_c$
Общее обозначение расхода . . . . .	$Q$
Число Рейнольдса потока . . . . .	$Re_p$
Число Рейнольдса регулирующего органа . . . . .	$Re_v$
Температура перед регулирующим органом . . . . .	$t$
Скорость . . . . .	$V$
Относительный перепад давления . . . . .	$x = \frac{\Delta P}{P_1}$
Относительный критический перепад давления воздуха . . . . .	$x_T$

Наименование величины	Условное обозначение
Относительный критический перепад давления с учетом входного патрубка . . . . .	$\chi_{tr}$
Коэффициент расхода . . . . .	$\alpha$
Поправка на изменение плотности . . . . .	$\delta$
Коэффициент местного сопротивления (общее обозначение) . . . . .	$\zeta$
Коэффициент сопротивления входного пере- ходного патрубка без учета потерь от изменения скорости . . . . .	$\zeta_1$
Коэффициент потерь напора во входном пат- рубке от изменения скорости . . . . .	$\zeta_{s1}$
Коэффициент сопротивления выходного пат- рубка без учета потерь от изменения скорости . . . . .	$\zeta_2$
Коэффициент потерь напора в выходном патрубке от изменения скорости . . . . .	$\zeta_{s2}$
Коэффициент трения . . . . .	$\lambda$
Показатель адиабаты . . . . .	$\gamma$
Динамическая вязкость . . . . .	$\mu$
Кинематическая вязкость . . . . .	$\nu$
Плотность . . . . .	$\rho$

## 2. ЗАДАЧА РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА

В системах автоматизации технологических процессов, как правило, применяются серийно изготавливаемые регулирующие органы. Выбор конкретного типоразмера регулирующего органа производится по каталогам и другим материалам в процессе выполнения расчета, выявляющего пригодность выбранного органа в тех или иных конкретных условиях эксплуатации. При этом должны учитываться как свойства и рабочие параметры протекающей через регулирующий орган среды, так и другие условия и требования, являющиеся следствием общих требований, предъявляемых к системе автоматизации и к объекту управления в целом.

В отличие от трубопроводной арматуры серийные регулирующие органы характеризуются следующими дополнительными показателями:

- условной пропускной способностью  $K_{v,y}$ ;
- пропускной характеристикой, которая может быть линейной или равнопроцентной.

Таким образом в результате расчета производится выбор конкретного типоразмера регулирующего органа, характеризуемого величиной  $K_{v,y}$ , пропускной характеристикой и другими показателями (условным давлением, условным диаметром и т.д.), предусмотренными стандартами на регулирующие органы. Так как условная пропускная способность однозначно определяет расход через регулирующий орган только в квадратичной области турбулентного режима движения жидкости через регулирующий орган, установленный в трубопроводе, имеющим внутренний диаметр, равный условному проходу регулирующего органа, то в случаях работы регулирующих органов в других условиях возникает необходимость в дополнительных характеристиках. К числу таких характеристик

Ном. №	Пози.	Пол., в дата	Взам. либо	Изм. № подп.	Пози. и подп.
24-725	11/04	24-725			

относится:

$F_L$  - коэффициент восстановления давления жидкости за регулирующим органом;

$F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков, через которые регулирующий орган встраивается в трубопровод;

$\chi_T$  - относительный критический перепад давления воздуха для регулирующего органа.

Применение характеристик  $F_L$ ,  $F_p$  и  $\chi_T$  повышает достоверность определения необходимой пропускной способности регулирующего органа  $K_V$  в тех случаях, когда он работает не в квадратичной области турбулентного движения среды и установлен через переходные конические патрубки.

В тех случаях, когда в каталогах и других информационных материалах не указаны величины этих характеристик, их ориентировочные значения можно принимать по приложениям данного материала.

Заметим, что повышение достоверности расчета вследствие учета поправок  $F_L$ ,  $F_p$  и др. будет иметь место только в том случае, когда исходные данные для расчета (расход, перепад давления и др.) достаточно точно определяют фактические условия работы регулирующего органа.

### 3. ВИДЫ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Большое разнообразие используемых в народном хозяйстве жидкостей, паров и газов с различными свойствами и параметрами обусловило множество видов, конструкций и исполнений регулирующих органов, применяемых в промышленности. Всякий регулирующий дроссельный орган состоит из двух основных частей: неподвижного корпуса и перемещаемого относительно корпуса затвора. Пропускная способность регулирующего органа зависит от положения затвора в корпусе.

По роду движения затвора различают регулирующие органы с вращательным движением затвора (заслоночные регулирующие органы, краны и т.п.) и поступательным (односедельные и двухседельные регулирующие органы). По виду потребляемой исполнительными механизмами регулирующих органов энергии различают регулирующие органы с гидравлическими, пневматическими и электрическими исполнительными механизмами.

Выбор регулирующих органов должен производиться исходя из свойств технологических сред, их температуры и давления, в соответствии с указаниями заводов-изготовителей по каталогам и другим информационным материалам. В табл. I указаны основные достоинства и недостатки некоторых имеющих широкое применение регулирующих органов.

Таблица I

Наименование	Достоинства	Недостатки
Проходной односедельный	Коэффициент восстановления давления $F_L$ близок к единице, что обеспечивает большой критический переход давления. Может быть изготовлен плотоядерным.	Необходимы исполнительные механизмы с большим усилием или крутящим моментом. Мало пригодны для управления потоками суспензий.

### Продолжение табл. I

Наимено-вание	Достоинства	Недостатки
Проходной двух-седельный	Гидродинамические силы, действующие на плунжер, частично уравновешены, что позволяет использовать исполнительные механизмы малой мощности	Не может быть выполнен плотнозапорным
Заслоночный (поворотная заслонка)	Низкая стоимость, большая пропускная способность при малых перепадах давления, простая конструкция	Малая величина коэффициента восстановления $F_L$ обуславливает небольшой критический перепад давления. Склонен к кавитации
Угловой	Корпус полностью опорожняем при сливе жидкости из трубопровода	Высокая стоимость
Мембранный (с мембранным затвором)	Может быть плотнозапорным, конструктивно прост, большая пропускная способность	Рабочее давление и температура сравнительно невелики

Лиц. № поинт 11011104-125

#### 4. РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН КАК ЭЛЕМЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЦЕПИ ОБЪЕКТА АВТОМАТИЗАЦИИ

Всякий регулируемый дроссельный орган является изменением управляемым гидравлическим сопротивлением гидравлической цепи объекта автоматизации, определяющим расход через эту линию (рис. I).

Располагаемый напор  $\Delta P_c$  или суммарные потери давления в гидравлической цепи (включая перепад давления на регулирующем органе) определяют по следующей формуле

$$\Delta P_c = P_o - P_k \pm z \rho \quad (1)$$

где  $P_o$  - давление в начале гидравлической цепи, кгс/м<sup>2</sup>;

$P_k$  - давление в конце гидравлической цепи, кгс/м<sup>2</sup>;

$z$  - разность уровней начала и конца гидравлической цепи, м;

$\rho$  - плотность протекающей среды, кг/м<sup>3</sup>.

Величину  $z \rho$  принимают со знаком плюс, если источник напора расположен на верхней отметке и минус, если источник напора расположен на нижней отметке. Для газа и пара, как правило, величина  $z \rho$  пренебрежимо мала.

Потери давления на трубопроводе и технологических аппаратах  $\Delta P_T$  (без учета перепада давления на регулирующем органе) равны

$$\Delta P_T = \Delta P_n + \Delta P_m \quad (2)$$

где  $\Delta P_n$  - потери давления на прямых участках трубопровода, кгс/м<sup>2</sup>;

$\Delta P_m$  - потери давления на местных сопротивлениях и технологических аппаратах гидравлической цепи, кгс/м<sup>2</sup>.

Номер листа		Форма № 2.100-5а(11)	
Ном. № подп.	Подп. № подп.	Взам. инв. №	Инв. № подп.
34	11/64	78.2	
125			

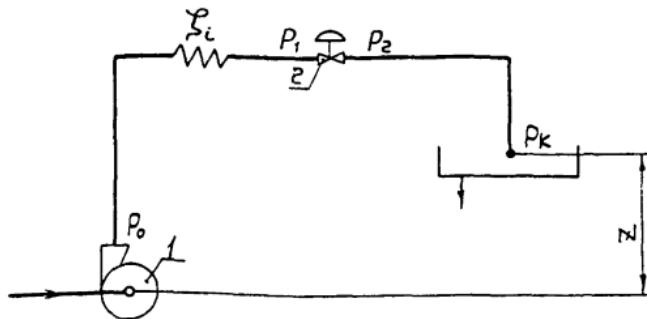


Рис. 1. Гидравлическая цепь с регулирующим органом: 1 - насос; 2 - регулирующий орган

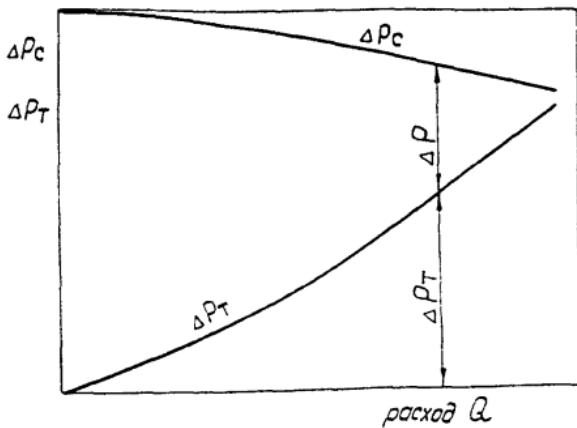


Рис. 2. Гидравлические характеристики:  
 $\Delta P_c = f_1(Q)$  - источника напора;  
 $\Delta P_t = f_2(Q)$  - гидравлической цепи (без регулирующего органа)

Изм. лист	№ докум.	Помет	Дата
224	225	11/94	21.5

РМ4 - 163 - 77

Лист  
15

Перепад давления (рис.2) на регулирующем органе  $\Delta P$  будет равен

$$\Delta P = \Delta P_c - \Delta P_T \quad (3)$$

где  $\Delta P_c$  - определяется по формуле (1), а  $\Delta P_T$  - по формуле (2).

Уравнение (3) и график на рис.2 показывают, что перепад давления на регулирующем органе для заданной величины расхода  $Q$  является для каждой гидравлической цепи вполне определенной величиной, зависящей как от источника напора, так и от гидравлической цепи и не может приниматься произвольно.

Зависимость расположаемого напора  $\Delta P_c$  от расхода через гидравлическую цепь  $Q$ ,  $\Delta P_c = f(Q)$ , является характеристикой источника напора, (например, насоса).

Величины  $\Delta P_n$  и  $\Delta P_m$  определяются по следующим уравнениям

$$\Delta P_n = \sum \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \rho, \quad (4)$$

$$\Delta P_m = \sum \zeta \frac{V^2}{2g} \rho, \quad (5)$$

где  $\lambda$  - коэффициент трения для прямых участков трубопровода (величина безразмерна);

$L$  - длина трубопровода диаметром  $D$  м;

$D$  - внутренний диаметр трубопровода длиной  $L$ , м;

$V$  - скорость среды в рассматриваемом участке трубопровода, м/с;

$g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>, ускорение свободного падения;

$\rho$  - плотность протекающей среды, кг/м<sup>3</sup>;

$\zeta$  - коэффициент местного сопротивления.

Знак  $\sum$  обозначает, что величины  $\Delta P_n$  и  $\Delta P_m$  получаются

Номер листа		Форма Ф2.100-5а(11)	
Прил. к листу		Прил. к листу	
Изм.	Лист	№ документа	Изм. № документа
Изм.	Лист	Код документа	Изм. № документа

Изм.	Лист	№ документа	Пол., Дата
1	1	1/14	1/2

РМ4-163-77

Лист

16

суммированием по участкам трубопровода, имеющим разные  $L$ ,  $D$ ,  $\lambda$  и  $\zeta$ .

В зависимости от того, куда будут отнесены потери от трения по длине сопротивления величину  $\Delta P_n + \Delta P_m$  можно рассматривать двояко:

а/ в первом случае под  $\Delta P_T$  можно понимать падение давления только на соединительных трубопроводах,  $L$  - суммарная длина трубопровода, а  $\Delta P_m$  включают в себя потери давления от трения за длине местных сопротивлений;

б/ во втором случае под  $\Delta P_T$  следует понимать падение давления как на соединительных трубопроводах, так и на длине местных сопротивлений. Во втором случае  $L$  - сумма длин трубопровода диаметром  $D$  и длины местных сопротивлений по их средней линии, а  $\Delta P_m$  - потери давления от изменения направления и скорости потока, не включающие в себя потери от трения на длине местных сопротивлений.

В данном руководящем материале принят второй способ вычисления потерь давления и в приведенных в приложениях 3 и 4 коэффициентах сопротивления  $\zeta$  потери от трения на длине местных сопротивлений не учтены.

При определении потерь давления необходимо различать два режима движения потока: ламинарный и турбулентный. Критерием, определяющим режим движения потока в трубопроводе, служит неравенство

$$Re_D \leq Re_K,$$

где  $Re_D$  - число Рейнольдса, потока, отнесенное к внутреннему диаметру трубопровода  $D$ ;

$Re_K$  - критическое значение числа Рейнольдса, отнесенное к  $D$ .

100-1104-11  
11/11/1978  
15/11/1978

Лист	№ докум.	Печат.	Дата
1	1	1	1

Для круглых труб

$$Re_D = \frac{V D}{\nu}, \quad (6)$$

где  $V$  - средняя скорость, м/с;

$D$  - внутренний диаметр трубопровода, м;

$\nu$  - кинематическая вязкость среды, м<sup>2</sup>/с.

Общепринятая величина  $Re_K = 2320$ .

Таким образом, если  $Re_D > 2320$ , поток в трубе будет турбулентным, если  $Re_D < 2320$  - поток в трубе можно принимать ламинарным.

Формулы для определения числа Рейнольдса потока в круглых трубах приведены в приложении 5.

Для некруглых труб уравнение (6) примет вид

$$Re_{D_3} = \frac{V D_3}{\nu}, \quad (7)$$

где  $D_3$  - эквивалентный диаметр трубопровода, м. Остальные величины и размерности те же, что и в формуле (6).

$$D_3 = 4R = \frac{4F}{\Pi}, \quad (8)$$

где  $R$  - гидравлический радиус, м;

$F$  - площадь живого сечения потока, м<sup>2</sup>;

$\Pi$  - сомоченный периметр, м.

Уравнение (4) справедливо как для ламинарного, так и для турбулентного потоков. Коэффициент трения  $\lambda$  зависит от режима движения потока.

Определение  $\lambda$  см. приложение 6. Для некруглых трубопроводов в уравнении приложения 5 необходимо подставлять  $Re_{D_3}$  и  $D_3$ . определяемые по формулам (7) и (8).

Коэффициент трения  $\lambda$  трубопровода некруглого сечения при ламинарном режиме движения ( $Re_{D_3} < 2320$ ) равен

$$\lambda = K_1 \frac{64}{Re_{D_3}},$$

Форма ф2.100-5а(11)		Лист		Посл. в работе	
Посл. в работе	Взам. инв. №	Инв. № работы	Посл. в работе	Взам. инв. №	Лист
104	104	104	104	104	104
105	105	105	105	105	105

где  $K$  - коэффициент формы.

Для прямоугольного сечения с отношением сторон  $\frac{b}{a}$  величина  $K$ , равна

$b/a$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
	1,5	1,32	1,2	1,1	1,03	0,97	0,91	0,80

Коэффициент местного сопротивления  $\zeta$  в уравнении (5) при турбулентном режиме движения принято считать постоянной, не зависящей от  $R_d$ , величиной. При ламинарном движении  $\zeta \neq \text{const}$ .

Общая потеря давления на местных сопротивлениях равна арифметической сумме потерь на каждом сопротивлении при условии, что эти сопротивления разделены пряммыми участками длиной не менее  $5D$ . Непосредственное последовательное соединение местных сопротивлений, как правило, повышает потери давления.

Коэффициенты сопротивления технологических аппаратов (или зависимости потерь давления на них от расхода) следует получать у проектировщиков технологической части объекта автоматизации. Для всех местных сопротивлений необходимо указывать сечение (или скорость), к которому отнесена величина  $\zeta$ .

Значения  $\zeta$  для некоторых видов местных сопротивлений приведены в приложении 3. Кроме этого, при определении падения давления на местных сопротивлениях  $\Delta P_m$  рекомендуется использовать книгу: Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, М., 1960.

## 5. ЗАВИСИМОСТЬ РАСХОДА ЧЕРЕЗ ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОТ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА НЕМ

Зависимость между скоростью жидкости в суженном сечении перехода  $f$  гидравлического сопротивления  $V_f$  и перепадом давления на нем  $\Delta P$  при турбулентном движении жидкости выражается следующим уравнением

$$V_f = \alpha \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}}, \quad (9)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода гидравлического сопротивления, отнесенный к скорости  $V_f$ ;

$g$  – ускорение свободного падения;

$\rho$  – плотность жидкости.

Зависимость между скоростью жидкости перед гидравлическим сопротивлением  $V_f$  и перепадом давления на нем  $\Delta P$  также может быть записана в следующем виде

$$\Delta P = \zeta \frac{V_f^2}{2g} \rho, \quad (10)$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к средней скорости перед гидравлическим сопротивлением,  $V_f$ .

Напишем уравнение неразрывности струи для площади поперечного сечения входного прохода сопротивления  $F$  и площади прохода в его наименьшем сечении  $f$

$$V_f F = V_f f.$$

Согласно этому выражению скорость потока перед гидравлическим сопротивлением будет равна

$$V_f = \frac{f}{F} V_f.$$

Подставив найденное значение  $V_f$  в уравнение (10), получим

$$V_f = \frac{F}{f\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{2g_4 P}{\rho}} \quad (II)$$

Из сравнения уравнений (9) и (II) следует, что

$$\alpha = \frac{F}{f\sqrt{\zeta}} \quad (I2)$$

или

$$\zeta = \left( \frac{F}{f\alpha} \right)^2. \quad (I3)$$

Заметим, что выражения (I2) и (I3) справедливы только в том случае, когда  $\zeta$  отнесено к  $F$ , а  $\alpha$  к  $f$ . Площади  $F$  и  $f$  должны быть выражены в одинаковых единицах измерения.

Умножив уравнения (9) и (II) на  $f$ , получим выражение для объемного расхода жидкости через гидравлическое сопротивление

$$Q = \alpha f \sqrt{\frac{2g_4 P}{\rho}}, \quad (I4)$$

$$Q = \frac{F}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{2g_4 P}{\rho}} \quad (I5)$$

Уравнения (I4) и (I5) справедливы для следующих единиц измерения:

$$\begin{aligned} Q &= \text{м}^3/\text{с}; & \Delta P &= \text{кгс}/\text{м}^2; \\ f \text{ и } F &= \text{м}^2; & \rho &= \text{кг}/\text{м}^3. \\ g &= \text{м}/\text{с}^2; \end{aligned}$$

Уравнение (I4) можно записать следующим образом

$$Q = 3,6 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{10^3}} \alpha f \sqrt{\frac{P}{\rho}}$$

или

$$Q = 0,0506 \alpha f \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (I6)$$

где  $Q$  -  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  
 $f$  -  $\text{мм}^2$ ;  
 $\Delta P$  -  $\text{кгс}/\text{см}^2$ ;  
 $\rho$  -  $\text{г}/\text{см}^3$ .

Коэффициент расхода гидравлического сопротивления  $\alpha$  есть величина безразмерная.

Аналогично, уравнение (15) примет вид

$$Q = 0,0506 \frac{F}{\sqrt{\Sigma}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (17)$$

где  $F$  также в  $\text{мм}^2$ , а  $\Sigma$  - величина безразмерная. Размерности остальных величин такие же, как в уравнении (16).

Для круглых сечений  $f$  и  $F$ , равных

$$f = \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad \text{и} \quad F = \frac{\pi}{4} d^2,$$

получим

$$Q = 0,04 \alpha d_1^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (18)$$

$$Q = 0,04 \frac{d^2}{\sqrt{\Sigma}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (19)$$

Уравнениям (18) и (19) можно придать следующий вид

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (20)$$

где  $K_v = 0,04 \alpha d_1^2$ ,  $(21)$

или  $K_v = 0,04 \frac{d^2}{\sqrt{\Sigma}}$ .  $(22)$

Напоминаем, что в выражениях (21) и (22)  $\alpha$  отнесен к сечению, имеющему диаметр  $d_1$ , а  $\Sigma$  к сечению с диаметром  $d$ . Уравнения (21) и (22) справедливы для  $d_1$  и  $d$  в мм.

Изм.	№ поча	Годн. и дата	Взам. инв. №	Инв. № публ.	Печат. и дата:
227	25	1974	22	22	1974

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
227	1	1	1	1

Величина  $K_v$  называется пропускной способностью. Из уравнения (20) следует, что  $K_v$  численно равна количеству жидкости в  $\text{м}^3/\text{ч}$ , имеющей плотность  $\rho \text{ г}/\text{см}^3$  и протекающей через гидравлическое сопротивление (регулирующий орган) при перепаде давления на нем  $\Delta P \text{ кгс}/\text{см}^2$ . Уравнение (20) является основным уравнением расхода через регулирующий дроссельный орган. Оно справедливо, когда  $\Delta P$  выражено в  $\text{кгс}/\text{см}^2$ ,  $\rho$  в  $\text{г}/\text{см}^3$ , а  $Q$  в  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Формат 11  
Лист 23  
дата 20.01.78  
имя, фамилия, отчество

Лист	23
Формат 11	
Модель	Лист

PM4-163-77

Копировал

## 6. ВЛИЯНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПАТРУБКОВ НА РАСХОД ЧЕРЕЗ РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН В РАБОЧИХ УСЛОВИЯХ

Так как регулирующие дроссельные органы выбираются не по условию проходу трубопровода  $D$ , а по пропускной способности регулирующего органа  $K_v$ , то, как правило, условный (присоединительный) диаметр регулирующего органа  $d < D$ . Это делает необходимым встраивать регулирующий орган в трубопровод через переходные патрубки. Эти патрубки также являются гидравлическими сопротивлениями, соединенными последовательно с гидравлическим сопротивлением регулирующего органа.

Перепад давления, измеренный непосредственно у регулирующего органа  $\Delta P_v$ , равен

$$\Delta P_v = \Delta P - \Delta P_p, \quad (23)$$

где  $\Delta P = P_1 - P_2$  — общий перепад давления на регулирующем органе и патрубках;

$\Delta P_p$  — суммарный перепад давления на переходных патрубках (без регулирующего органа);

$P_1$  — давление на входе входного переходного патрубка;

$P_2$  — давление на выходе выходного переходного патрубка.

Согласно уравнению (20) перепады давления  $\Delta P_v$ ,  $\Delta P_p$  и  $\Delta P$  равны

$$\Delta P_v = \frac{\rho Q^2}{K_v}, \quad (24)$$

$$\Delta P_p = \frac{\rho Q^2}{K_p}, \quad (25)$$

Номер, № п/п		Порядок в работе		Позиция в листе	
1	2	3	4	5	6
1/1	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6

$$\Delta P = \frac{PQ^2}{K_o^2}, \quad (26)$$

где  $K_p$  - пропускная способность переходных патрубков;

$K_o$  - общая пропускная способность регулирующего органа с переходными патрубками;

$\Delta P_p$  - суммарный перепад давления на переходных патрубках (без регулирующего органа);

$P_1$  - давление на входе входного переходного патрубка;

$P_2$  - давление на выходе выходного переходного патрубка.

Поскольку перепад давления  $\Delta P_v < \Delta P_p$ , то при установке регулирующих органов через переходные патрубки возникает необходимость увеличить  $K_v$ , (по сравнению с  $K_v$  в случае установки клапана в трубопроводе  $D=d$ ).

По этой причине формула (20) примет вид

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (27)$$

где  $F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков.

Из уравнения (27) с учетом уравнения (20), найдем

$$F_p = \frac{Q}{K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}} = \frac{K_o}{K_v}. \quad (28)$$

Откуда

$$\frac{1}{F_p^2} = \frac{K_v^2}{K_o^2}. \quad (29)$$

Подставив уравнения (24), (25) и (26) в (23), получим

$$\frac{1}{K_v^2} = \frac{1}{K_o^2} - \frac{1}{K_p^2}. \quad (30)$$

Суммарная пропускная способность переходных патрубков согласно (22) равна

$$K_o = 2,04 \frac{d}{\sqrt{\rho}}. \quad (31)$$

где  $\zeta$  - суммарный коэффициент сопротивления патрубков.

Из уравнения (31) получим

$$\frac{1}{K_p^2} = \frac{\zeta}{0,0016d^4}. \quad (32)$$

Подставив уравнение (32) в (30), получим

$$\frac{1}{K_{v^2}^2} = \frac{1}{K_v^2} + \frac{\zeta}{0,0016d^4}. \quad (33)$$

Умножив полученное выражение на  $K_v^2$ , с учетом уравнения (29) получим:

$$\frac{1}{F_p^2} = 1 + \frac{K_v^2 \zeta}{0,0016d^4}.$$

Откуда

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\zeta K_v^2}{0,0016d^4}}}. \quad (34)$$

В уравнении (34) суммарный коэффициент сопротивления патрубков равен

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (35)$$

где  $\zeta_1$  - коэффициент сопротивления входного патрубка без потерь от изменения скорости;

$\zeta_{B1}$  - коэффициент потерь напора во входном патрубке от изменения скорости;

$\zeta_2$  - коэффициент сопротивления выходного патрубка без потерь от изменения скорости;

$\zeta_{B2}$  - коэффициент потери напора в выходном патрубке от изменения скорости.

Если внутренние диаметры технологического трубопровода до регулирующего органа и после него равны, т.е.  $D_1 = D_2 = D$ , то  $\zeta_{B1} = \zeta_{B2}$  и эти коэффициенты в уравнении (35) взаимно уничтожаются. Если

Посл. в дата		Извл. из прил.		Посл. в дата	
11/04/2010	10:25				
11/04/2010	10:25				

же  $D_1 \neq D_2$ , то эти коэффициенты вычисляются по формуле

$$\xi_B = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4, \quad (36)$$

где  $d$  - диаметр условного прохода (присоединительный) регулирующего органа;

$D$  - внутренний диаметр технологического трубопровода.

В уравнение (36) подставляется внутренний диаметр трубопровода перед регулирующим органом  $D_1$ , при вычислении  $\xi_{B1}$  и внутренний диаметр трубопровода после регулирующего органа  $D_2$  при вычислении  $\xi_{B2}$ .

При отсутствии надежных экспериментальных данных для конкретных конструкций переходных патрубков необходимые значения коэффициентов  $\xi_1$  и  $\xi_2$  можно вычислить по следующим формулам:

$$\xi_1 + \xi_2 = 1,5 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]^2, \quad (37)$$

если оба патрубка одинаковы;

$$\xi_1 = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]^2, \quad (38)$$

если применяется только входной патрубок;

$$\xi_2 = 1,0 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]^2, \quad (39)$$

если применяется только выходной патрубок.

Коэффициенты трения и потерь на переходных патрубках могут приниматься по графику приложения 7, рассчитанного по формулам (36) - (38).

Влияние переходных патрубков на расход через регулирующий орган при критическом движении жидкости через регулирующий орган рассматривается в разделе 9.

## 7. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН

Полученное в разделе 6 уравнение (27), определяющее взаимосвязь между пропускной способностью регулирующего органа (в общем случае - гидравлического сопротивления)

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

справедливо только при однофазном турбулентном движении жидкости, когда имеет место прямая пропорциональность между квадратом средней скорости и перепадом давления. Поэтому при выполнении расчета и выборе регулирующего органа необходимо учитывать режим движения среди через регулирующий орган и, если он не является однофазным турбулентным, то это должно быть учтено введением соответствующего поправочного коэффициента.

На рис. 3 показан график зависимости объемного расхода жидкости через регулирующий орган от квадрата корня из перепада давления. График разбит на области, в каждой из которых справедлива своя закономерность между расходом и перепадом давления. Уравнение (27) справедливо в области квадратичного сопротивления III (см.рис.3).

Форма Ф2.100-5а(11)	
Ном. № поясн.	Пост. и дата
229	11/01/77
Ном. № листа	Ном. № документа
25	102
Приложение 14/2 к Г	

Пом.	Лист	№ докум.	Подп.
2	1		Черт.

Копировано

PM4-163-77

Лист  
28

Формат II

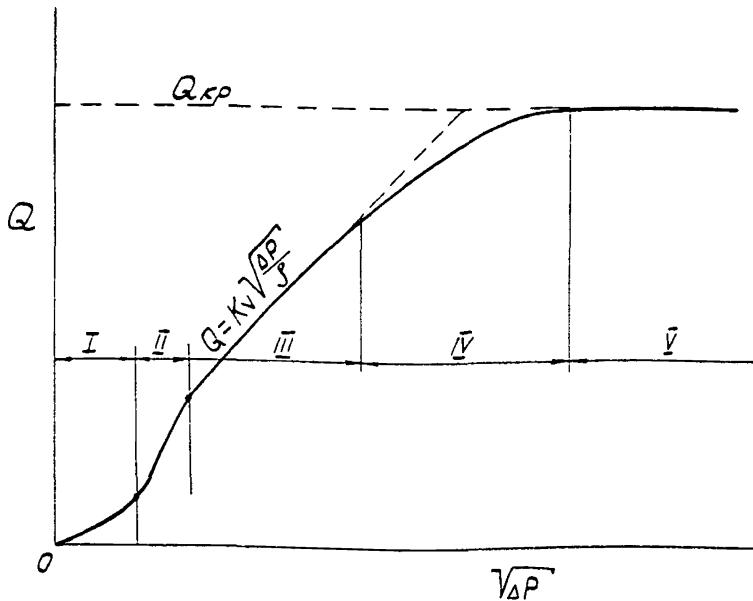


Рис. 3. Расход жидкости через регулирующий орган  $Q$  в зависимости от квадратного корня из перепада давления  $\sqrt{dp}$  (для положения „открыто”):

- I - область ламинарного движения;
- II - переходная область,
- III - турбулентное однфазное движение в квадратичной области;
- IV - область кавитации;
- V - критическое течение двухфазной смеси

Прил. № 12 Поясн. к дате  
23/11/85  
Взам. Инв. №:  
205  
Прил. № 12 Поясн. к дате  
23/11/84  
Взам. Инв. №:  
205

РМ4-163-77

Лист

29

Ном. лист	№ докум.	Поясн. к дате
23/11/85	205	23/11/84

Копировал

Формат II

## 8. ТУРБУЛЕНТНОЕ ОДНОФАЗНОЕ ДВИЖЕНИЕ В КВАДРАТИЧНОЙ ОБЛАСТИ

Согласно вышесложенному, при турбулентном однотипном движении в квадратичной области справедливо уравнение (27)

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad m^3/s$$

где  $F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков (величина безразмерная);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ 14691-69;

$\Delta P$  - перепад давления на регулирующем органе, измеренный до и после переходных патрубков,  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ;

$\rho$  - плотность жидкости в рабочих условиях,  $\text{g}/\text{cm}^3$ .

Если для применяемых конструкций переходных патрубков величина поправки  $F_p$  неизвестна, то ее приближенное значение может быть найдено по формуле (34) раздела 6. Если переходные патрубки до и после клапана одинаковы, то есть диаметр трубопровода до и после регулирующего органа один и тот же, то величина  $F_p$  может быть найдена по приложению 8.

Так как до недавнего времени поправка на влияние переходных патрубков не применялась, то целесообразно проиллюстрировать влияние переходных патрубков на расход через различные виды регулирующих органов примерами. В табл. 2 приведены ориентировочные сведения для некоторых видов регулирующих органов при двух отношениях диаметра присоединения регулирующего органа  $d$  к диаметру трубопровода  $D$ .

Помт. № документа	Помт. № листа
224	1/104
225	1/104

Ном.	Лист	№ докум.	Помт.	Датч
Компьютер				

PM4-163-77

Лист  
30

Таблица 2

Вид регулирующего органа	Уменьшение расхода в %	
	при $\frac{d}{D} = 0,67$	при $\frac{d}{D} = 0,5$
Проходной полнопроходной регулирующий клапан	3	5
Поворотная заслонка, открытая на $60^\circ$	8	10
Поворотная заслонка, открытая на $90^\circ$	18	32

Из таблицы следует, что влияние переходных патрубков проявляется в наибольшей мере для регулирующих органов, имеющих малое гидравлическое сопротивление в положении "открыто".

229-725 11/09 18,0

## 9. КАВИТАЦИЯ И ВСКИПАНИЕ

При увеличении перепада давления на регулирующем органе  $\Delta P$  (уменьшении давления после органа  $P_2$ ) расход  $Q$  возрастает и, как показано на рис.3, поток попадает в область кавитации Y. Условие начала кавитации имеет вид

$$\Delta P_{hk} = K_c (P_1 - P_{hp}), \quad (40)$$

где  $\Delta P_{hk}$  — перепад давления на регулирующем органе, соответствующий началу кавитации;

$K_c$  — коэффициент начала кавитации (приложение 9);

$P_1$  — абсолютное давление перед регулирующим органом;

$P_{hp}$  — давление насыщенных паров при рабочей температуре.

Дальнейшее увеличение  $\Delta P$  приводит поток в область критического течения двухфазной (парогидростатической) смеси (область Y на рис.3). На рис.4 сплошной линией показана эннера распределения давления по длине регулирующего органа и прылегающих к нему участков труб для одифазного потока в квадратичной области II (см.рис.3). Там же штриховой линией показана эннера распределения давления в том случае, когда давление в наименьшем сечении струи  $P_{hc}$  стало равно давлению насыщенных паров  $P_{hp}$  жидкости, протекающей через регулирующий орган. При  $P_{hc} = P_{hp}$  в потоке образуются пузырьки пара, которые, при дальнейшем движении, попадают в область более высокого давления и сжимаются.

Образование и сжимание пузырьков пара называется кавитацией. Сжимание пузырьков пара сопровождается шумом, который усиливается по мере уменьшения давления  $P_2$  за регулирующим органом. При этом пузырьки становятся крупнее, а шум нарастает, что обычно сопровождается вибрациями и эрозионным разрушением внутренней поверхности регу-

Лист	из	документа
114	из	104
1	25	1

Лист	из	документа	Подп.	дата
1	1	1		

Контролировал

PM4-163-77

Лист

32

Формат II

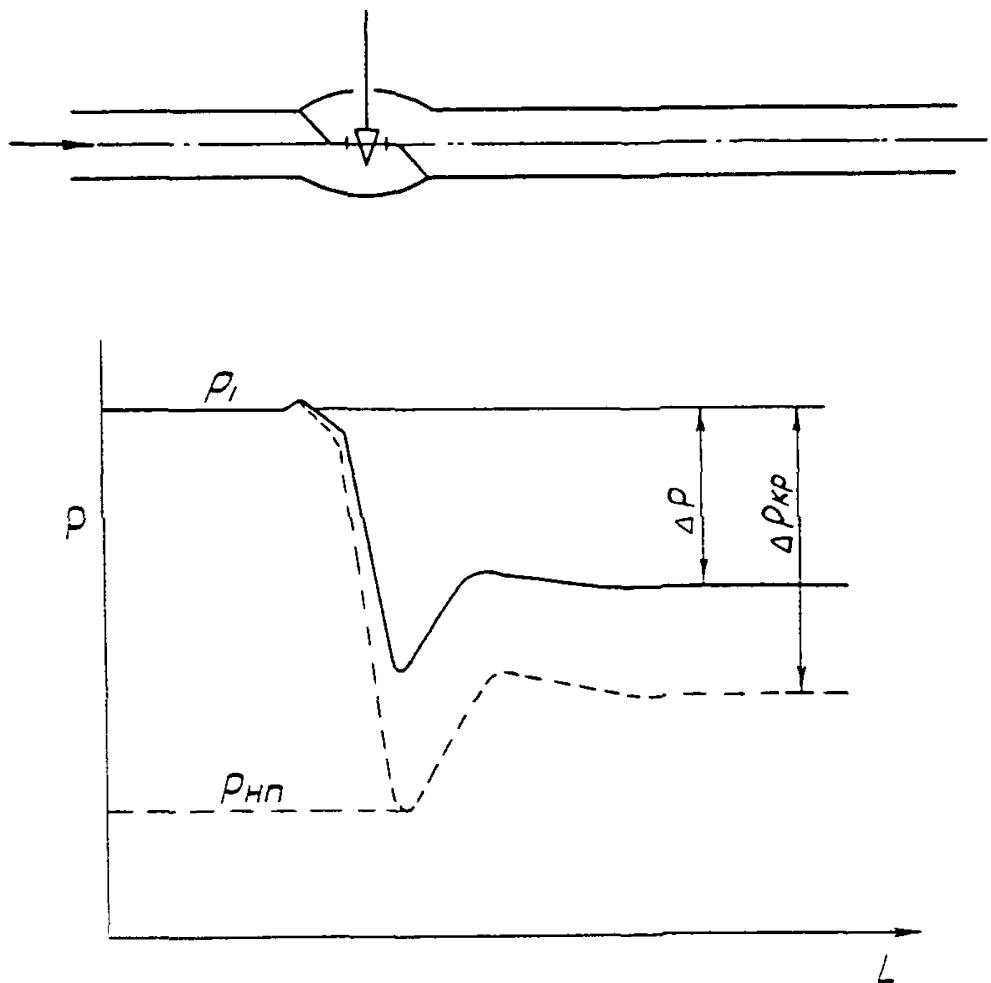


Рис. 4. Распределение давления  $P$  по длине регулирующего органа и трубопровода  $L$

Ном. № по пам.	Ном. № в зам.	Взам. №	Изв. №	Изв. № глубы	Помп. № датс.
124 - Рес	11/04	Рес			

Составил	На документ.	Состр.	Дата

РМ4 - 163 - 77

Лист  
33

лирующего органа. При дальнейшем уменьшении давления  $P_2$  до величины менее  $P_{нп}$  пузырьки не склониваются и образуют с жидкостью двухфазную смесь, то есть происходит вскипание жидкости при прохождении ее через регулирующий орган. При этом расход достигает предельного значения, которое остается неизменным при дальнейшем уменьшении  $P_2$  (увеличении  $\Delta P$ ). Этот наибольший (пределный) расход определяется перепадом

$$\Delta P_{kp} = P_1 - P_{nc}. \quad (41)$$

Отсюда следует необходимость уметь определить давление жидкости в наименьшем сечении струи в регулирующем органе  $P_{nc}$ , что позволит выявить режим движения жидкости и определить критическое значение перепада давления  $\Delta P_{kp}$ , ограничивающее расход жидкости через регулирующий орган.

Отношение абсолютного давления в наименьшем сечении струи  $P_{nc}$  при наибольшем (пределном) расходе к давлению насыщенного пара  $P_{нп}$  обозначим

$$\frac{P_{nc}}{P_{нп}} = F_F.$$

Откуда

$$P_{nc} = F_F P_{нп}, \quad (42)$$

где  $F_F$  – поправочный коэффициент, определяемый по графику приложения 10, в зависимости от отношения давления насыщенного пара  $P_{нп}$  протекающей через регулирующий орган жидкости к ее критическому давлению  $P_{kp}$ .

Подставив в уравнение (41) величину давления в наименьшем сечении струи за регулирующим органом из уравнения (42), получим уравнение критического перепада на регулирующем органе для жидкости

$$\Delta P_{kp} = P_1 - F_F P_{нп}. \quad (43)$$

Прил. №	Прил. №	Прил. №
10	10	10
11	11	11

Лист	Лист	Лист
1	1	1

Перепад  $\Delta P_{kp}'$  измерен между входом регулирующего органа и местом наименьшего сечения струи.

Уравнение прямого наклонного участка графика на рис.3 в случае установки регулирующего органа без переходных патрубков в трубопроводе  $D=d$  имеет вид

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (20)$$

Уравнение горизонтального участка на рис.3 имеет вид

$$Q_{kp} = F_L K_v \sqrt{\frac{\Delta P_{kp}}{\rho}}, \quad (44)$$

где  $F_L$  - коэффициент восстановления давления жидкости, учитывающий геометрию проточной части регулирующего органа;

$Q_{kp}$  - критический (предельный) расход.

Записав уравнение (20) для  $Q_{kp}$  и приравняв его выражению (44), получим

$$F_L = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_{HC}}} = \sqrt{\frac{(P_1 - P_2)_{kp}}{P_1 - F_F P_{Hn}}} \quad (45)$$

Коэффициент восстановления давления  $F_L$  является характеристикой регулирующего органа и должен, наряду с  $K_v$ , определяться экспериментально при разработке регулирующего органа. Ориентировочные значения  $F_L$  приведены в приложении 9.

Из уравнения (45) получим уравнение критического перепада давления  $\Delta P_{kp}$ , измеренного между входным и выходным патрубками регулирующего органа

$$\Delta P_{kp} = (P_1 - P_2)_{kp} = F_L^2 (P_1 - F_F P_{Hn}). \quad (46)$$

Уравнение (46) позволяет выявить наличие или отсутствие критического режима движения жидкости через регулирующий орган.

При  $\Delta P = P_1 - P_2 < K_c (P_1 - P_{Hn})$  (47)

расход через регулирующий орган при турбулентном квадратичном режиме движения жидкости будет определяться уравнением

$$Q = F_p K_r \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (27)$$

Если же

$$\Delta P = P_1 - P_2 > F_L^2 (P_1 - F_F P_{Hn}), \quad (48)$$

то будет иметь место критическое течение двухфазной смеси и расход будет определяться уравнением

$$Q = F_L K_r \sqrt{P_1 - F_F P_{Hn}}. \quad (49)$$

Уравнение (49) справедливо при установке регулирующего органа в трубопроводе  $D = d$ , т.е. без конических переходных патрубков, когда  $F_p = 1$ . Если же регулирующий орган установлен через входной переходной патрубок, то необходимо учесть снижение давления перед регулирующим органом за счет влияния этого патрубка. В этом случае уравнение примет вид

$$Q = F_{LP} K_r \sqrt{P_1 - F_F P_{Hn}}, \quad (50)$$

где  $F_{LP}$  — коэффициент восстановления давления и влияния входного переходного патрубка.

Коэффициент восстановления давления и влияния входного переходного патрубка  $F_{LP}$  является функцией коэффициента восстановления давления  $F_L$ , отношения условного (присоединительного) диаметра регулирующего органа  $d$  к внутреннему диаметру трубопровода  $D$  и конструкции входного переходного патрубка.

Найдем выражение для определения  $F_{LP}$ . Для регулирующего органа, установленного через входной переходный патрубок (так как рас-

Порядковый №	дата
Изм. №	дата
Взам. изм. №	дата
Порядковый №	дата
Изм. №	дата

Изм. №	подпись	Подпись	дата
369	102	102	102

ход при критическом режиме определяется перепадом давления  $\Delta P_{HC}$ , измеренным между входом регулирующего органа и местом наименьшего сечения струи, то выходной патрубок в данном случае на расход не влияет),  $F_L = F_{LP}$ , и уравнение (45) примет вид

$$F_{LP} = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_{HC} + \Delta H}}, \quad (51)$$

где  $\Delta P$  - перепад давления на регулирующем органе и переходных патрубках;

$\Delta H$  - разность давлений скоростных напоров на входном патрубке.

Уравнение (19)

$$Q = 0,04 \frac{d^2}{\sqrt{\rho}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (19)$$

при  $\zeta = 1$  позволяет определить скоростной напор или соответствующее ему давление в круглом сечении диаметром  $d$ .

Применив уравнение (19) к сечениям, имеющим диаметры  $d$  и  $D$ , найдем разность давлений на входном патрубке

$$\Delta H = \frac{Q^2 \rho}{(0,04d^2)^2} - \frac{Q^2 \rho}{(0,04D^2)^2}. \quad (52)$$

Из уравнений (20) и (45)

$$\rho Q^2 = K_v^2 \Delta P, \quad (53)$$

$$\Delta P = F_L^2 \Delta P_{HC}. \quad (54)$$

Записав пропускную способность  $K_v$  в виде

$$K_v = \left(\frac{K_v}{d^2}\right) d^2, \quad (55)$$

подставив выражения (54) и (55) в (53) и найдем

$$\rho Q^2 = \left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2 d^4 F_L^2 \Delta P_{HC}. \quad (56)$$

Подставив выражение (56) в (52), получим

$$\Delta H = \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 F_L^2 \Delta P_{Hc} \frac{1}{(0,04)^2} \left( 1 - \frac{d''}{D^y} \right). \quad (57)$$

Возведем уравнение (51) в квадрат и подставим в него значения  $\Delta P$  и  $\Delta H$  из уравнений (54) и (57)

$$F_{LP}^2 = \frac{1}{\frac{1}{F_L^2} + \frac{1}{(0,04)^2} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \left( 1 - \frac{d''}{D^y} \right)},$$

откуда

$$F_{LP} = \left[ \frac{1}{F_L^2} + \frac{1}{0,0016} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \left( 1 - \frac{d''}{D^y} \right) \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (58)$$

где  $(1 - \frac{d''}{D^y}) = \zeta_{B1}$ . (36)

Для того, чтобы учесть также потери от трения во входном коническим переходе, вместо  $\zeta_{B1}$  подставим  $\zeta_{bx}$ ,

$$\zeta_{bx} = \zeta_1 + \zeta_{B1}, \quad (59)$$

и получим искомое выражение для  $F_{LP}$

$$F_{LP} = \left[ \frac{1}{F_L^2} + \frac{\zeta_{bx}}{0,0016} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (60)$$

где  $F_{LP}$  - коэффициент восстановления давления и влияния входного патрубка (величина безразмерная);

$F_L$  - коэффициент восстановления давления (величина безразмерная);

$$\zeta_{bx} = \zeta_1 + \zeta_{B1} \text{ (величина безразмерная);}$$

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ И4691-69;

$d$  - присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа, мм.

Номер, индекс			
Прод. № докум.	Взам. № докум.	Испл. № докум.	Помп. в докс.
244-125	11/04	11/04	11/04

## 10. ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ И ЛАМИНАРНЫЙ ПОТОК

### 10.1. Общие положения

Турбулентное движение жидкости через регулирующий орган, как правило, имеет место для сравнительно маловязких жидкостей, таких как вода, спирт и т.п. При протекании через регулирующий орган более вязких или медленно текущих жидкостей зависимость между расходом и перепадом давления будет отличаться от (27), так как в этом случае регулирующий орган будет работать либо в переходной области, либо в области ламинарного движения.

На рис.3 показано, что области турбулентного движения жидкости предшествует переходная область II и область ламинарного движения I, в которой расход прямс пропорционален перепаду давления.

Для правильного выбора пропускной способности регулирующего органа необходим способ соотнесения конкретных условий, в которых будет работать регулирующий орган, с параметрами, характеризующими этот орган ( $K_r, d, F_L$  и т.п.), найденными экспериментально в процессе его разработки. Одним из способов соотнесения рабочих условий с параметрами регулирующего органа состоит в использовании числа Рейнольдса

$$Re_r = 354 \cdot 10^3 \frac{Q}{d_3 v}, \quad (61)$$

где  $Q$  - объемный расход,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$v$  - кинематическая вязкость,  $\text{см}^2/\text{с}$ ;

$d_3$  - характерный размер,  $\text{мм}$ .

В качестве характерного размера  $d_3$  целесообразно принять размер, который однозначно характеризовал бы протекающий через регулирующий орган поток. В регулирующем органе максимальная скорость имеет

место в наименьшем сечении струи за дроссельным отверстием регулирующего органа. Эту скорость и соответствующий ей эквивалентный диаметр наименьшего сечения струи (полагая ее сечение круглым) можно использовать для построения формулы для определения числа Рейнольдса регулирующего органа  $Re_v$ .

Искомый эквивалентный диаметр наименьшего сечения струи можно выразить через пропускную способность  $K_v$  и коэффициент восстановления давления  $F_v$ . Для каждого конкретного регулирующего органа удобно иметь одну и ту же величину этого диаметра, независимо от режима движения жидкости через регулирующий орган. Поэтому этот диаметр целесообразно применять для некоторых фиксированных условий: турбулентное движение воды при комнатной температуре. Допустимость такого подхода можно обосновать следующим образом. Известно, что для расходомерной диафрагмы отношение диаметра наименьшего сечения струи после нее к диаметру отверстия диафрагмы практически постоянно, если поток турбулентный. Это дает возможность по известному диаметру наименьшего сечения струи определить диаметр отверстия. Диаметр отверстия не зависит от режима движения жидкости. Распространив такой подход на регулирующий орган, придем к тому, что эквивалентный диаметр наименьшего сечения струи за дроссельным отверстием регулирующего органа также может рассматриваться как приблизительно неизменная величина, которой соответствует некоторый эквивалентный (воображаемый) диаметр дроссельного отверстия регулирующего органа, не зависящий от условий течения жидкости.

Так как отношение эквивалентных диаметров струи и отверстия практически неизменно, то в качестве характерного размера можно принять любую из этих величин. Для упрощения расчетов в качестве характерного размера удобно принять эквивалентный диаметр наименьшего се-

Полн. № полн.	Полн. № листа	Изм. № листа	Взам. листа	Полн. № документа
1111-1	1111-1	1111-1	1111-1	1111-1
1111-1	1111-1	1111-1	1111-1	1111-1

Изм. лист	На докум.	Полн.	Дата
1111-1	1111-1	1111-1	1111-1

чения струи  $d_3$ .

Площадь сечения струи  $F_c$  равна объемному расходу  $Q$ , разделенному на среднюю скорость струи  $V_c$  в ее наименьшем сечении

$$F_c = \frac{\pi}{4} d_3^2 = \frac{Q}{V_c}, \text{ м}^2 \quad (62)$$

где  $Q$  -  $\text{мм}^3/\text{с};$

$V_c$  -  $\text{мм}/\text{с};$

$d_3$  -  $\text{мм}.$

Расход через регулирующий орган равен

$$Q = K_v \left( \frac{\Delta P}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{10^3}{10^4} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{10^9}{3,6 \cdot 10^3}, \frac{\text{мм}^3}{\text{с}} \quad (63)$$

где  $\Delta P$  -  $\text{кгс}/\text{см}^2;$

$\rho$  -  $\text{г}/\text{см}^3.$

Скорость струи в ее наименьшем сечении можно выразить через напор, измеренный между входом переходного патрубка и местом наименьшего сечения струи, следующим образом

$$V_c = M \left( \frac{\Delta P_{hc}}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \left( 2 \cdot 9,81 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot 10^3, \frac{\text{мм}}{\text{с}} \quad (64)$$

где  $\Delta P_{hc}$  -  $\text{кгс}/\text{м}^2;$

$M$  - коеффициент восстановления давления для

регулирующим органом.

$$M = \left( \frac{1}{1 + \frac{d_3}{D}} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (65)$$

Подставив уравнения (63) и (64) в (62), получим

$$F_c = \left( \frac{10^3}{10^4} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{10^9}{3,6 \cdot 10^3} \cdot \frac{1}{\left( 2 \cdot 9,81 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot 10^3} \frac{K_v / \left( \Delta P \right)}{M / \left( \Delta P_{hc} \right)} = \frac{\pi}{4} d_3^2, \quad (66)$$

где  $\left( \frac{\Delta P}{\Delta P_{hc}} \right)^{\frac{1}{2}} = F_L$  - коэффициент восстановления давления для

Из	из	Подп.	Подп.
Блокнот	Блокнот	Блокнот	Блокнот
10	10	10	10
10	10	10	10

регулирующего органа, установленного без конических переходных патрубков, т.е. при  $d = D$ .

Подставив уравнение (65) в (66), найдем

$$\frac{4}{\pi} \cdot 19,9 K_v F_L = \frac{d_s^2}{(1 + \frac{d_s^4}{D^4})^{\frac{1}{2}}} . \quad (67)$$

Возведя уравнение (67) в квадрат и сделав необходимые преобразования, получим

$$\frac{(K_v F_L)^2}{0,0016} = \frac{1}{\frac{1}{d_s^4} + \frac{1}{D^4}} .$$

Откуда

$$\text{или } \frac{0,0016}{(K_v F_L)^2} = \frac{1}{d_s^4} + \frac{1}{D^4}$$

$$\frac{1}{d_s^4} = \frac{1}{D^4} + \frac{0,0016}{(K_v F_L)^2} ,$$

что дает

$$\frac{1}{d_s} = \left[ \frac{1}{D^4} + \frac{0,0016}{(K_v F_L)^2} \right]^{\frac{1}{4}} . \quad (68)$$

Подставив уравнение (68) в (61), получим

$$Re_v = 354 \cdot 10^3 \frac{Q}{V} \left( \frac{1}{D^4} + \frac{0,0016}{(K_v F_L)^2} \right)^{\frac{1}{4}} . \quad (69)$$

Умножив и разделив уравнение (69) на

$$\left( \frac{K_v^2 F_L^2}{0,0016} \right)^{\frac{1}{4}}$$

найдем

$$Re_v = \frac{70700 Q}{V (F_L K_v)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{F_L^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right)^{\frac{1}{4}} . \quad (70)$$

Для регулирующего органа, установленного в конических переходных патрубках  $F_L = F_{L\rho}$

Число Рейнольдса является безразмерным критерием, справедливым при соблюдении механического подобия проточных частей регулирующих органов. Поскольку проточные части регулирующих органов отличаются большим разнообразием, то это учитывается коэффициентом формы проточ-

Полн. №	Взам. №	Изм. №	Пом. №	Лист
735	735	735	735	735

ной части регулирующего органа  $F_d$ . Для односедельных проходных регулирующих органов  $F_d = 1,0$ ; для двухседельных проходных регулирующих органов и поворотных заслонок  $F_d = 0,71$ .

С учетом вышеизложенного, формула для определения числа Рейнольдса регулирующего органа примет вид

$$Re_v = \frac{70700 Q F_d}{\nu (F_{L\rho} K_v)^{1/2}} \left( \frac{F_{L\rho}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right)^{1/4}, \quad (71)$$

где  $Q$  - объемный расход,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$\nu$  - кинематическая вязкость,  $\text{сСт}$ ;

$D$  - внутренний диаметр трубопровода,  $\text{мм}$ ;

$F_{L\rho}$  - коэффициент восстановления давления и влияния входного переходного патрубка [см. уравнение (60)];

$F_d$  - коэффициент формы проточной части регулирующего органа (см. выше);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ 14691-69.

При работе регулирующего органа в переходной области уравнение расхода (27) принимает вид

$$Q = F_R F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (72)$$

где  $F_R$  - поправка на влияние вязкости (величина безразмерная);

$F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков (величина безразмерная);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ 14691-69;

$\Delta P$  - перепад давления,  $\text{kgs}/\text{cm}^2$ ;

$\rho$  - плотность жидкости перед регулирующим органом,  $\text{г}/\text{cm}^3$ .

На графике приложения II показана зависимость поправки на влияние вязкости  $F_R$  от числа Рейнольдса регулирующего органа  $Re_v$ .

Из графика следует, что при  $R_{\nu} > 33000$  поток турбулентен ( $F_R = I$ ). При числе Рейнольдса  $R_{\nu} < 100$  поток ламинарен и расход через регулирующий орган прямо пропорционален перепаду давления. При  $100 < R_{\nu} < 33000$  имеет место промежуточный режим течения жидкости.

### 10.2. Уравнение расхода для ламинарного движения через регулирующий орган

Уравнение (72) справедливо как для промежуточной, так и для ламинарной областей. Для того, чтобы использовать это уравнение необходимо число Рейнольдса  $R_{\nu}$ , определяемое по уравнению (71). График уравнения (71) и необходимость предварительного задавания <sup>т.с.я</sup> коэффициента  $K_v$  и условием (присоединительным) диаметром  $d$  для вычисления  $R_{\nu}$ , для того чтобы определить поправку  $F_R$  по графику приложения 11, затрудняет использование уравнения (72) для расчета регулирующих органов. Поэтому целесообразно преобразовать уравнение (72) таким образом, чтобы отпала необходимость пользоваться уравнением (71) для определения  $R_{\nu}$ . Это окажется возможным для области ламинарного движения жидкости. В этой области зависимость поправки на влияние вязкости  $F_R$  от числа Рейнольдса  $R_{\nu}$  выражается следующей эмпирической формулой

$$F_R = 0,053 R_{\nu}^{1/2} \quad (73)$$

или

$$F_R^2 = 28,1 \cdot 10^{-4} R_{\nu}. \quad (74)$$

Возведя уравнение (72) в квадрат и подставив в него (74), полу-

чим

$$Q^2 = 28,1 \cdot 10^{-4} R_{\nu} F_p^2 K_v^2 \frac{\Delta P}{\rho}. \quad (75)$$

Порядок	Полигон
1	1/125
2	1/125
3	1/125
4	1/125

Номер	004
Лист	44

Подставив уравнение (71) в (75) и выполнив необходимые преобразования, получим

$$Q = 199 \frac{F_d F_p^2 K_v^{3/2}}{F_{Lp}^{1/2}} \left[ \frac{F_{Lp}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/6} \frac{\Delta P}{M}, \quad (76)$$

где  $M = \rho v$  — динамическая вязкость, сП.

Найденное выражение удобно записать следующим образом

$$Q = 199 \frac{\Delta P}{M} (F_p^{3/2} K_v^{3/2}) F_s^{3/2}, \quad (77)$$

где

$$F_s^{3/2} = \frac{F_d \cdot F_p^{4/3}}{F_{Lp}^{1/2}} \left[ \frac{F_{Lp}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/6}$$

или

$$F_s = \frac{F_d^{2/3} F_p^{8/9}}{F_{Lp}^{1/3}} \left[ \frac{F_{Lp}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/6}. \quad (78)$$

Так как  $F_p^{8/9} \approx F_p$ , то выражение (78) удобно придать следующий вид

$$F_s = \left( \frac{F_d^2 F_p}{F_{Lp}} \right)^{1/3} \left[ \frac{(K_v F_{Lp})^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/6} \quad (79)$$

Поскольку  $F_{Lp} < 1$ , то  $F_{Lp} < F_{Lp}^{8/9}$ , что целесообразно учесть, увеличив коэффициент в выражении (77). Приняв среднее значение  $F_{Lp} \approx 0,65$  (с некоторым запасом), найдем необходимым увеличить коэффициент в уравнении (77) на 8%. При этом уравнение (77) примет вид

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{M} (F_s F_p K_v)^{3/2}, \quad M^{3/4} \quad (80)$$

где  $\Delta P$  — перепад давления, кгс/см<sup>2</sup>;

$M$  — динамическая вязкость, сП;

$F_s$  — по формуле (79);

$K_v$  — пропускная способность по ГОСТ 14691-69.

234-205/11/09 48, 3

Зам. инст. в докум. Пост. дате

PM4-I63-77

Лист

45

### 10.3. Расчет регулирующих органов с учетом влияния вязкости

Полученное в разделе 6 уравнение (27)

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{s}$$

позволяет определить потребную пропускную способность регулирующего органа  $K_v$  в квадратичной области турбулентного движения жидкости через регулирующий орган, когда  $F_e = 1,0$ .

Уравнение (80)

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mu} (F_s F_p K_v)^{3/2}, \text{ м}^3/\text{s}$$

дает возможность определить пропускную способность  $K_v$  в области ламинарного движения жидкости. Однако без ответа остались два вопроса:

- как выявить режим движения жидкости без вычисления числа Рейнольдса  $R_{eV}$  по уравнению (71);
- как определять величину поправки на влияние вязкости  $F_e$ , если окажется, что имеет место переходный режим движения жидкости через регулирующий орган.

Так-как нам уже известны уравнения (27) и (80), дающие возможность определить необходимые значения  $K_v$  в квадратичной области турбулентного движения и в области ламинарного движения, то имеется возможность выявить область работы регулирующего органа в конкретном случае методом исключения следующим образом:

- определить пропускную способность регулирующего органа  $K_{vt}$ , полагая поток турбулентным;
- определить пропускную способность регулирующего органа  $K_{vl}$ , полагая поток ламинарным;

Ном. в листе	Ном. № прибл	Взам. № листа
100 - 1/104	1/104	1/104

Ном. в листе	Ном. № докум.	Пом. Дата
244 - 1/25		

Ном.	Лист	№ докум.	Пом.	Дата

— найти отношение  $\frac{K_{vt}}{K_{vl}}$  (или  $\frac{F_p K_{vt}}{F_p K_{vl}}$ ) и по найденному отношению определить режим движения жидкости через регулирующий орган.

Если найденное отношение больше 20, то имеет место движение в квадратичной области турбулентного движения или других областях, для которых  $F_R = 1,0$ .

Если же найденное отношение меньше 0,46, то поток ламинарный. Переходный режим движения жидкости через регулирующий орган имеет место в том случае, когда

$$0,46 < \frac{K_{vt}}{K_{vl}} < 20. \quad (81)$$

В случае переходного режима движения жидкости через регулирующий орган поправка  $F_R$  определяется по графику приложения I2. Сводка уравнений для расчета регулирующих потоками жидкости приведена в приложении I3.

## II. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА ИЛИ ПАРА ЧЕРЕЗ РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН

В отличие от жидкостей, газы и пары при движении их через регулирующие органы, расширяются и, следовательно, их плотность уменьшается. Это уменьшение плотности влияет на величину расхода и поэтому оно должно учитываться при определении потребной пропускной способности регулирующего органа  $K_v$ .

На рис.5 сплошной линией показан график массового расхода газа или пара через регулирующий орган в зависимости от квадратного корня из относительного перепада давления, то есть от

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1}, \quad (82)$$

где  $P_1$  – абсолютное давление перед регулирующим органом;

$P_2$  – абсолютное давление после регулирующего органа.

При увеличении перепада давления на регулирующем органе  $\Delta P$  (увеличении давления  $P_2$  при  $P_1 = \text{Const}$ ) расход  $Q$  возрастает до предельного (критического) значения  $Q_{kp}$ , когда скорость в наименьшем сечении струи за дроссельным отверстием регулирующего органа становится равной скорости звука. При дальнейшем увеличении  $\Delta P$  расход остается неизменным и равным  $Q_{kp}$  и может быть увеличен только увеличением давления перед органом  $P_1$ , что эквивалентно увеличению плотности

На рис.5 штриховой линией показана теоретическая зависимость между расходом и перепадом давления для исследуемой жидкости. Разница between между штриховой и сплошной линиями представляет влияние уменьшения плотности газа или пара при прохождении его через регулирующий орган. Из рисунка видно, что квадратичная зависимость между

Ном	Лист	№ докум.	Пом.	Дата
24-163-77				

Копировал

PM4-163-77

Лист

48

Формат 11

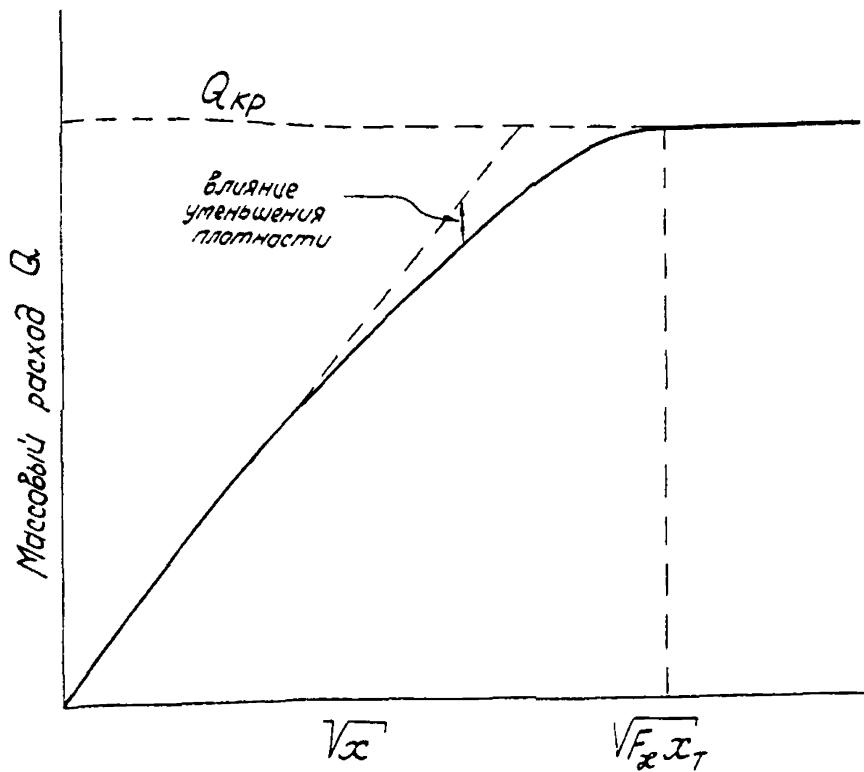


Рис. 5. Массовый расход газа или пара  
через регулирующий орган  $Q$  в зависимости  
от квадратного корня из относительного  
перепада давления  $x = \frac{\Delta P}{P_1}$ .

Ном. № п/п	Прил. и дата	Взам. п/п №	Исп. № дубл.	Подп. и дата
134	11/2/24	11/2/25		

Лист	№ цокум.	Подп.	Дата

Лист  
49

расходом и перепадом давления для газов и паров при их турбулентном движении через орган сбываются лишь приближенно. Для газов и паров, как и для жидкостей возможно движение в переходном и ламинарном режимах (на рис.5 это не показано).

Уравнение расхода газа или пара через регулирующий орган при турбулентном режиме движения имеет вид

$$Q = 31,6 \varepsilon F_p K_v \sqrt{\chi P_1 \rho}, \quad \text{kg}/\text{ч} \quad (83)$$

где  $\varepsilon$  - поправка на изменение плотности газа или пара (величина безразмерная);

$F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков (величина безразмерная);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ 14691-69;

$\chi = \frac{\Delta P}{P_1}$  - относительный перепад давления;

$P_1$  - абсолютное давление перед регулирующим органом;

$\Delta P$  - перепад давления, кгс/см<sup>2</sup>;

$\rho$  - плотность газа или пара перед регулирующим органом (в рабочих условиях), кг/м<sup>3</sup>.

Так как плотность газов и паров принято измерять в кг/м<sup>3</sup>, то это учтено коэффициентом 31,6.

Поправка на изменение плотности  $\varepsilon$  определяется по уравнению

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi}{3F_p \chi_T}, \quad 1 \geq \varepsilon \geq 0,67 \quad (84)$$

где  $\chi$  - относительный перепад давления на регулирующем органе;

$\chi_T$  - критический относительный перепад давления для выбранного регулирующего органа;

$F_p$  - поправка на показатель алдабаты газа или пара.

Ном	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Копировано

Величина  $\chi_T$  является константой каждого конкретного типа регулирующего органа. В тех случаях, когда эта величина в каталогах не указана, она может приниматься по приложению I4.

Ноправка на показатель адиабаты газа или пара определяется по формуле

$$F_x = \frac{\varphi}{1,40}, \quad (85)$$

где  $\varphi$  - показатель адиабаты газа или пара (см.приложение I5).

Если регулирующий орган устанавливается в трубопровод через конические переходные патрубки, то в уравнение (84) вместо  $\chi_T$  следует подставлять  $\chi_{TP}$ . Величина  $\chi_{TP}$  определяется следующим уравнением

$$\chi_{TP} = \frac{\chi_T}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{\chi_T \xi_{ex}}{0,00241} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1}, \quad (86)$$

где  $F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков;

$\xi_{ex}$  - коэффициент сопротивления входного патрубка, определяемый по формуле (59) или по графику приложения 7;

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ 14691-69;

$d$  - условный (присоединительный) диаметр регулирующего органа, мм.

Как следует из рис.5 уравнение (83) определяет расход через регулирующий орган только при условии

$$\chi = \frac{\Delta P}{P_1} \leq F_x \chi_T, \quad (87)$$

так как при

$$\chi > F_x \chi_T \quad (88)$$

имеет место критическое движение и расход через регулирующий орган при  $P_1 = \text{Const}$  не зависит от  $\Delta P$ . Поэтому во всех случаях, когда имеет место условие (88) вместо  $\chi$  в уравнение (83) следует

подставлять  $x = F_a x_T$  или, если регулирующий орган установлен через конические патрубки,  $x = F_{a\theta} x_{TP}$ .

Ламинарный и переходный режимы движения газа через регулирующие органы встречаются сравнительно редко (при малых абсолютных давлениях и высоких температурах газов). Расчет регулирующих органов в таких случаях можно выполнять по методике, изложенной в разделе 10 (с учетом поправки на расширение  $\varepsilon$ ).

Уравнение расхода газа или пара для ламинарного режима движения получим из уравнения (80)

$$Q = 21 \times \frac{\Delta P}{\mu} (\varepsilon F_a F_p K_v)^{3/2}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (89)$$

где  $\varepsilon$  - поправка на расширение.

Остальные обозначения см. уравнение (80). Сводка уравнений для расчета регулирующих органов, управляемых потоками газа или пара приведена в приложении 16.

Для управления потоками газа низкого давления применяются нестандартизированные заслоночные органы (новоротные заслонки). Пропускные способности некоторых видов нестандартизированных заслоночных органов могут быть определены по приложению 17.

## 12. ТРЕХХОДОВЫЕ РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ

Трехходовые регулирующие органы предназначены для управления смешением (смесительные органы) или распределением (распределительные органы) потоков жидкостей. Оба вида трехходовых регулирующих органов схематично можно представить в виде двух проходных регулирующих органов, соединенных так, как показано на рис. 6 и 7 и управляемых таким образом, что сумма проходов при любом положении затвора остается приблизительно неизменной.

Трехходовые регулирующие органы обычно изготавливаются с линейной пропускной характеристикой каждого канала (прохода).

В соответствии с рис.6 и 7 расчет трехходового регулирующего органа можно рассматривать как расчет двух взаимосвязанных проходных регулирующих органов. Перепады давления на каждом канале определяются по формуле (3) раздела 4. Необходимые пропускные способности каждого канала в открытом положении определяются в зависимости от режима движения жидкости, по формулам разделов 8 или 10. Если пропускная способность одного из каналов оказывается чрезмерно большой для найденного перепада давления на рассматриваемом канале, то перепад давления на этом канале можно уменьшить установкой в трубопроводе гасящего дросселя или вентиля.

Зам./чт.	№ докум.	Страница	Лист
Копировано			

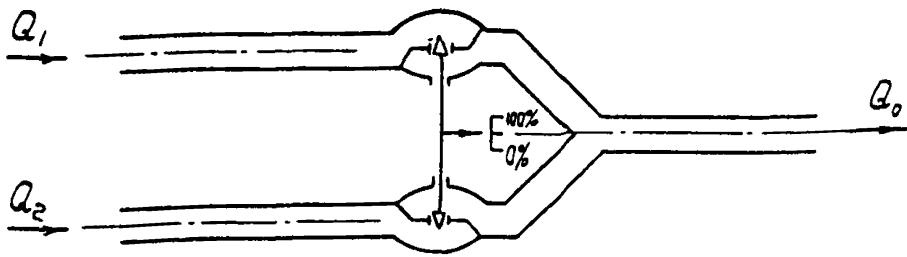


Рис. 6. Схема ствоеительного регулирующего трехходового органа

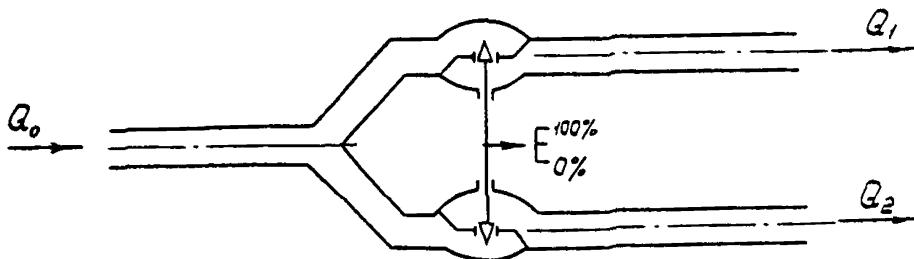


Рис. 7. Схема распределительного регулирующего трехходового органа

Нр. № подп.	Посл. и дата
204	11/04/78, 25

## 13. ПРОПУСКНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

### 13.1. Общие положения

Характеристики регулирующих органов удобно разбивать на две категории: пропускные и рабочие расходные.

Пропускная характеристика регулирующего органа представляет собой зависимость между положением затвора  $S$  и соответствующим этому положению пропускной способностью  $K_v$ .

Рабочая расходная характеристика регулирующего органа представляет собой зависимость между положением затвора  $S$  и соответствующим этому положению расходом через регулирующий орган в рабочих условиях.

Наиболее широкое применение в промышленности имеют следующие пропускные характеристики: линейная и равнопроцентная. Кроме этих двух следует также рассмотреть характеристику клапана с тарельчатым затвором.

### 13.2. Линейная пропускная характеристика

Если между положением затвора  $S$  регулирующего органа и соответствующей этому перемещению пропускной способностью  $K_v$  имеет место прямая пропорциональность, то регулирующий орган имеет линейную пропускную характеристику

$$K_v = \frac{K_{v100}}{K_{vo}} S, \quad (90)$$

где  $K_{v100}$  - максимальная (при полном открытии) пропускная способность;

$K_{vo}$  - начальная (в момент открытия) пропускная способность.

Изм.	Лист	№ докум.	Полиг.	Номер
Комп. Гарант	Комп. Гарант			

### 13.3. Равнопроцентная пропускная характеристика

Этой характеристике свойственно то, что равным изменениям положения затвора соответствует одно и то же процентное изменение пропускной способности  $K_v$  для всех участков хода затвора. Теоретически регулирующие органы с равнопроцентной пропускной характеристикой не имеют положения "закрыто", но так как из практических соображений такое положение необходимо, то в положении, близком к закрытому характеристика преднамеренно отклоняется от теоретической. Уравнение равнопроцентной характеристики таково:

$$K_v = K_{vm} \left( \frac{K_{v100}}{K_{vm}} \right)^{\frac{S}{S_{100}}}, \quad (91)$$

где  $K_{vm}$  - минимальная пропускная способность, при которой еще соблюдается теоретическая равнопроцентная характеристика;

$K_{v100}$  - максимальная пропускная способность (в положении "открыто");

$S_{no}$  - полный ход затвора;

$S$  - ход затвора (текущее значение).

### 13.4. Пропускная характеристика регулирующего органа с тарельчатым затвором

Эта характеристика обеспечивает быстрое изменение  $K_v$  в начале хода затвора, считая от положения "закрыто". Такие регулирующие органы обычно применяются для уравнения периодическими или пульсационными процессами, когда необходимо быстрое перемещение затвора из положение "открыто" в положение "закрыто" или обратно.

Пози. №	Полн. №	Полн. и дат.
Взам. инв. №	Извл. №	Извл. и дат.
104	104	104
—	—	—
104	104	104

Пози. №	Полн. №	Полн. и дат.
Том/Лист	№ докум.	Почт. Дата
104	104	104

PM4-163-77

Лист

56

### 13.5. Выбор пропускной характеристики

Наиболее целесообразная пропускная характеристика в каждом конкретном случае определяется статическими и динамическими характеристиками объекта автоматизации. Поэтому выбор пропускной характеристики, как правило, должен производиться в процессе анализа динамики объекта автоматизации и расчета его системы управления. По этой причине без анализа динамики объекта правильно выбрать необходимую пропускную характеристику регулирующего органа удается только в простейших случаях, указанных в табл. 3.

Таблица 3

Контур регулирования	Пропускная характеристика	
	при $\frac{\Delta P}{\Delta P_e} \geq 0,25$	при $0,05 < \frac{\Delta P}{\Delta P_e} < 0,25$
Регулирование расхода газа или жидкости: расход измеряется сужающим устройством	с тарельчатым затвором или линейная	линейная
расход измеряется ретаметром (или сужающим устройством и устройством извлечения квадратного корня)	линейная	равнопропорциональная
Регулирование давления в емкости	линейная	равнопропорциональная
Регулирование уровня в емкости	линейная	равнопропорциональная

В разделе 15 приводятся дополнительные указания по выбору пропускных характеристик регулирующих органов с помошью ЭВМ.

## 14. РЕКОМЕНДУЕМЫЙ ПОРЯДОК РАСЧЕТА

### 14.1. Исходные данные

Для расчета регулирующего органа необходимо имеющееся:

- чертежи размещения трубопроводов, запорной арматуры и технологических аппаратов гидравлической цепи с размерами и координатами. Из этих чертежей берутся необходимые размеры ( $D$ ,  $L$  и т.п.) для определения коэффициентов гидравлических сопротивлений;
- максимальный (технологический) расход через регулирующий орган;
- абсолютные давления в начале и конце гидравлической цепи, где устанавливается регулирующий орган;
- температура протекающей через орган среды;
- плотность протекающей через регулирующий орган среды при температуре и давлении перед органом;
- вязкость протекающей через регулирующий орган среды при температуре и давлении перед органом;
- характеристика источника напора

$$P_0 = f(Q).$$

### 14.2. Порядок расчета

Расчет регулирующего органа целесообразно выполнять в следующем порядке:

- определить недостающие данные, необходимые для выполнения расчета (плотность в рабочих условиях, перепад давления на регулирующем органе и т.п.);
- выбрать режим движения среды через регулирующий орган (если это неизвестно) и вид регулирующего органа;
- определить необходимую пропускную способность регулирующего органа.

Ном. № подп.	Подп. и дата
244 - 125	11/04 08.9

Зм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
----------	----------	-------	------

PM4-163-77

Лист

58

## 15. ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Необходимость применения метода проб и ошибок, задаваясь пропускной способностью регулирующего органа и его диаметром условного прохода, а также громоздкость уравнений (60) и (71), существенно затрудняют выполнение расчетов вручную и вынуждают прибегать к обходным методам, как это было сделано в подразделе 10.2. Использование ЭВМ позволяет решать задачи расчета регулирующих органов непосредственно по сложным уравнениям, не прибегая к оценкам по таблицам и к обходным приемам.

Особо следует отметить целесообразность использования ЭВМ для выявления (выбора) необходимой пропускной характеристики регулирующего органа. Определив по уравнению (3) перепады давления на регулирующем органе для максимального, минимального и нескольких промежуточных значений расхода, можно определить пропускные способности, соответствующие этим расходам и найденным перепадам давления. Так как пропускная характеристика регулирующего органа представляет собой зависимость пропускной способности от перемещения затвора регулирующего органа, то по известной пропускной характеристике выбранного регулирующего органа можно определить положение затвора, соответствующие вычисленным пропускным способностям и, следовательно, тем значениям расхода, для которых были вычислены пропускные способности.

Построив графики зависимостей расхода от хода затвора (расходные характеристики) для приведенных в каталогах или других информационных материалах пропускных характеристик, следует выбрать регулирующий орган с той пропускной характеристикой, которой соответствует наиболее приемлемая форма расходной характеристики (с точки зрения теории автоматического регулирования).

Нэм	Лист	№ нокум.	Печат.

РМЧ-163-77

Лист

59

Копировано

Формат II

В тех случаях, когда в информационных материалах не приводятся графики пропускных характеристик, эти характеристики можно принимать по ГОСТ 16443-70. На черт. 1 и 2 приложения З этого стандарта приведены зависимости относительного расхода от относительного хода затвора. Пропускным характеристикам соответствуют кривые для  $\eta = 0$ , где  $\eta$  - отношение условной пропускной способности регулируемого органа к пропускной способности трубопровода.

В частном случае, когда расположенный напор  $\Delta P_c = \text{Const}$ , выявление приемлемой расходной характеристики удобно производить по указанным чертежам ГОСТ 16443-70. Искомая расходная характеристика (в относительных единицах) в этом случае определяется кривой для фактического значения отношения условной пропускной способности регулирующего органа к пропускной способности трубопровода.

Следует подчеркнуть, что использование ЭВМ для расчета регулирующих органов, как правило, целесообразно лимит в случае наличия достаточно достоверных исходных данных.

Нев. № подъ	Подп. №	Подп. к дате:
104	11/04	Х
103		

Цем	Лист	№ докум.	Подп.	Дате

РМ4-163-77

Лист

60

## 16. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА РЕГУЛИРУЮЩЕМ ОРГАНЕ

Данные для расчета

1. Наименование протекающей среды - водяной пар
  2. Максимальный расход пара  $Q = 10000 \text{ кг/ч}$
  3. Абсолютное давление пара в магистрали  $P_0 = 5 \text{ кгс/см}^2$
  4. Абсолютное давление в деаэраторе  $P_K = 1,2 \text{ кгс/см}^2$
  5. Температура пара  $t = 210^\circ\text{C}$
  6. Удельный объем пара при  $P_0$  и  $t$   $V = 0,4433 \text{ м}^3/\text{кг}$
  7. Динамическая вязкость при  $P_0$  и  $t$   $\mu = 1,68 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кгс}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$
  8. Внутренний диаметр паропровода  $D = 250 \text{ мм}$
- Дополнительные данные см. рис. 8

Расчет

1. Определим число Рейнольдса потока при максимальном расходе

$$Re_D = 36,1 \cdot 10^{-3} \frac{Q}{D\mu} = \frac{36,1 \cdot 10^{-3} \cdot 10000}{250 \cdot 1,68 \cdot 10^{-6}} = 8,6 \cdot 10^5$$

2. Найдем условие гидравлической гладкости паропровода (приложение 6)

$$Re_D < 27 \left( \frac{2z}{n} \right)^{1/4}$$

$$z = 125 \text{ мм}; \quad n = 0,1 \text{ мм}$$

$$27 \left( \frac{250}{0,1} \right)^{1/4} = 2 \cdot 10^5$$

Условие гидравлической гладкости не соблюдено.

Ном	Инст	№ ДОКУМ.	Печат	Доказ
			Кондроев	

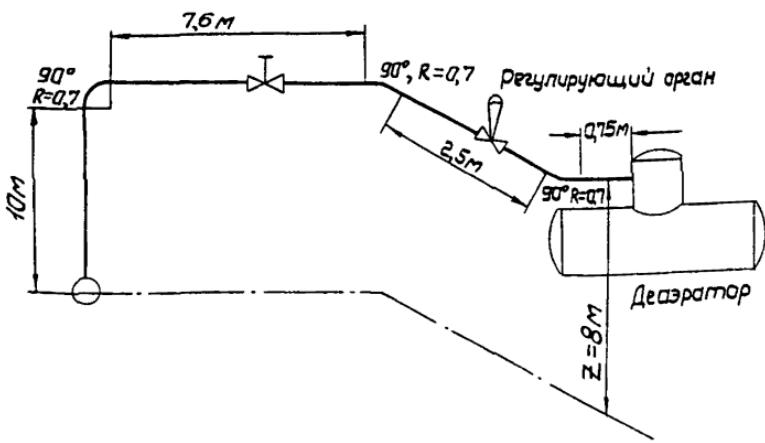


Рис. 8. Гидравлическая цепь системы  
регулирования давления в деаэраторе

Прил. № поясн.	Помп. №	Помп. № датч.	Изм. инв. №	Изм. № глубн.
234	1/84	1/84		

РМ4-163-77

Лист

62

Изм. лист № докум. Помп. № датч.

Формат 11

Копировано

3. Так как трубы в данном случае нельзя считать гидравлически гладкими, то определение  $\lambda$  произведем по графику приложения 6

$$\frac{D}{\pi} = \frac{250}{0,1} = 2500;$$

$$\lambda = 0,016.$$

4. Суммарная длина паропровода (рис.8)

$$L = 10 + 7,6 + 2,5 + 0,75 + 3 - 2 \cdot 0,7 = 24,15 \text{ м.}$$

5. Средняя скорость в паропроводе при максимальном расходе

$$Q = 10000 \text{ кг/ч} \text{ равна}$$

$$V = \frac{Q \cdot v}{F},$$

$$Q = \frac{10000}{3600} = 2,78 \text{ кг/с};$$

$$F = 0,785 D^2 = 0,785 \cdot 0,25^2 = 0,0491 \text{ м}^2;$$

$$V = \frac{2,78 \cdot 0,4438}{0,0491} = 25,1 \text{ м/с.}$$

6. Определим потери давления на прямых участках паропровода при

$$Q = 10000 \text{ кг/ч}$$

$$\Delta P_n = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = \frac{0,016 \cdot 24,15 \cdot 25,1^2}{0,25 \cdot 19,62 \cdot 0,4438} = 112 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\Delta P_n = 0,011 \text{ кгс/см}^2.$$

7. Определим потери давления в местных сопротивлениях трубопровода при  $Q = 10000 \text{ кг/ч}$

$$\Delta P_m = (\zeta_{бок} + \zeta_{вход} + 3\zeta_{90} + \zeta_{выл}) \frac{V^2}{2g},$$

$$\left. \begin{array}{l} \zeta_{бок} = 0,5 \\ \zeta_{вход} = 1,0 \\ \zeta_{90^\circ} = 0,66 \\ \zeta_{выл} = 0,08 \end{array} \right\} \text{по приложению 3}$$

$$\Delta P_M = (0,5+1,0+0,66 \cdot 3 + 0,08) \frac{25,1^2}{19,62 \cdot 0,4438} = 258 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\Delta P_M = 0,026 \text{ кгс/см}^2.$$

8. Определим потери давления на трубах и местных сопротивлениях (без регулирующего органа)

$$\Delta P_T = \Delta P_n + \Delta P_M = 0,011 + 0,026 = 0,037 \text{ кгс/см}^2$$

9. Определим располагаемый напор гидравлической цепи

$$\Delta P_c = P_o - P_x = 5 - 1,2 = 3,8 \text{ кгс/см}^2$$

10. Определим перепад давления на регулирующем органе при

$$Q = 10000 \text{ кг/ч}$$

$$\Delta P = \Delta P_c - \Delta P_M = 3,8 - 0,037 = 3,76 \text{ кгс/см}^2$$

Очевидно, что при малых расходах перепад давления на регулирующем органе практически будет равен располагаемому напору

$$\Delta P \approx \Delta P_c = 3,8 \text{ кгс/см}^2,$$

т.е. практически перепад давления на регулирующем органе будет постоянным. Регулирующий орган в данном случае следует принять с линейной пропускной характеристикой.

Пом. № подп.	Пом. №	Пом. № даты
204-7285	11/04/74	8

Лист

64

PM4-163-77

17. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ  
(ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

1. Наименование протекающей среды
2. Максимальный расход
3. Плотность жидкости
4. Давление перед регулирующим органом
5. Давление после регулирующего органа
6. Диаметр трубопровода

рассол

$$Q = 340 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$\rho = 1,2 \text{ г}/\text{см}^3$$

$$P_1 = 5,3 \frac{\text{kgs}}{\text{cm}^2}$$

$$P_2 = 4,6 \text{ кгс}/\text{см}^2$$

$$D = 200 \text{ мм}$$

Расчет

1. Определим произведение  $F_p K_v$

$$F_p K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = \frac{340 \sqrt{1,2}}{\sqrt{0,7}} = 445.$$

2. Зададимся двухседельным регулирующим органом, имеющим  $K_{yy} = 630$   
 $D_y = d = 150 \text{ мм}$

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{630}{150^2} = 2,8 \times 10^{-2};$$

$$\frac{d}{D} = \frac{150}{200} = 0,75.$$

По приложению 8 поправка на влияние переходных патрубков

$F_p = 0,94$ . Следовательно

$$\frac{(F_p K_v)}{F_p} = \frac{445}{0,94} = 474.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 474 = 568.$$

Примем регулирующий орган, имеющий  $K_{yy} = 630 \text{ мм}$  и  $D_y = 150 \text{ мм}$ .

Ном	Лист	№ здкума	Печь	Дат
Копирвал				

18. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ  
(ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

- |  |                                     |
|--|-------------------------------------|
| 1. Наименование протекающей среды      | продукт                             |
| 2. Максимальный расход                 | $Q = 11 \text{ м}^3/\text{ч}$       |
| 3. Плотность жидкости                  | $\rho = 0,9 \text{ г}/\text{см}^3$  |
| 4. Давление перед регулирующим органом | $P_1 = 6 \text{ кгс}/\text{см}^2$   |
| 5. Давление после регулирующего органа | $P_2 = 4,6 \text{ кгс}/\text{см}^2$ |
| 6. Динамическая вязкость               | $\mu = 20000 \text{ сПа}$           |
| 7. Температура жидкости                | $t = 20^\circ\text{C}$              |
| 8. Диаметр трубопровода                | $D = 150 \text{ мм}$                |

Расчет

1. Определим произведение  $F_p K_v$ , полагая поток турбулентным

$$(F_p K_v)_T = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = \frac{11 \sqrt{0,9}}{\sqrt{1,4}} = 8,8.$$

2. Определим произведение  $F_p K_v$ , полагая поток ламинарным

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mu} (F_s F_p K_v)^{3/2};$$

$$(F_p K_v)_n = \frac{1}{F_s} \left( \frac{11 \times 20000}{217 \times 1,4} \right)^{2/3} = \frac{80,6}{F_s}.$$

3. Определим отношение найденных величин

$$\frac{K_v T}{K_v n} = \frac{8,8 F_s}{80,6} = 0,11 F_s.$$

Из таблицы приложения 9 видно, что величина  $0,11 F_s$  для всех видов регулирующих органов менее 0,46, что указывает на ламинарное

Нан. № пособ.	Почерк	Взам. лист	Нан. № листа	Почерк в датах	Почерк в датах
181 - 705	1/107				

движение жидкости через регулирующий орган. Задавшись заслоночным регулирующим органом, имеющим при открытии  $60^\circ$  условную пропускную способность  $K_v = 160$  и  $D_y = d = 80$  мм по таблице приложения 9 найдем

$$F_s = 0,92 \quad \text{и} \quad \frac{K_v}{d^2} = 2,3 \times 10^{-2}$$

Следовательно

$$F_p K_v = \frac{80,6}{F_s} = \frac{80,6}{0,92} = 87,6.$$

Фактическое значение  $\frac{K_v}{d^2} = \frac{160}{80^2} = 2,5 \times 10^{-2}$ , т.е. близко к табличному  $2,3 \times 10^{-2}$ .

4. По приложению 8 найдем поправку на влияние переходных патрубков

$$\frac{d}{D} = \frac{80}{150} = 0,53;$$

$$F_p = 0,88.$$

То же значение  $F_p$  можно получить по формуле (34)

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\zeta K_v^2}{0,0016 d^4}}} ;$$

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = 1,5 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 = \\ = 1,5 \left[ 1 - \left( \frac{80}{150} \right)^2 \right]^2 = 0,767.$$

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0,767 \times 160^2}{0,0016 \times 80^4}}} = 0,88.$$

Величина  $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$  также может быть определена по графику приложения 7.

5. Определим необходимую величину  $K_v$

$$K_v = \frac{(F_p K_v)}{F_p} = \frac{87,6}{0,88} = 99,5 \cong 100.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 100 = 120.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий при открытии  $60^\circ$  условную пропускную способность  $K_{v_y} = 160$  и  $D_y = 80$  мм.

Нан. № посп.	Полн. и фамил.	Извл. № документа	Извл. № лубка
294	Чесноков, Геннадий	78812	

Лист	Лист	№ докум.	Полн.	Даты
294				

PM4-163-77

Лист

68

## 19. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ (ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ)

### Данные для расчета

- |  |   |
|--|---|
| 1. Наименование протекающей среды      | продукт                                   |
| 2. Максимальный расход                 | $Q = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$             |
| 3. Плотность жидкости                  | $\rho = 1,10 \text{ г}/\text{см}^3$       |
| 4. Давление перед регулирующим органом | $P_1 = 5,2 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ |
| 5. Давление после регулирующего органа | $P_2 = 4,4 \text{ кг}/\text{см}^2$        |
| 6. Динамическая вязкость               | $\mu = 2000 \text{ сПа}$                  |
| 7. Диаметр трубопровода                | $D = 100 \text{ мм}$                      |

## Расчет

- I. Определим произведение  $F_p K_v$ , полагая поток турбулентным

$$F_p K_v = Q \sqrt{\frac{f_p}{A_p}} ,$$

$$(F_p K_r)_T = \frac{40 \sqrt{I_{10}}}{\sqrt{0.8}} = 47.$$

2. Определим произведение  $F_p K_r$ , полагая поток ламинарным

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{M} (F_s F_p K_v)^{3/2},$$

$$(F_p K_r)_n = \frac{1}{F_3} \left( \frac{QM}{21\zeta_{AP}} \right)^{2/3},$$

$$(F_p K_v)_1 = \frac{1}{F_3} \left( \frac{40 \cdot 2000}{214 \cdot 0,8} \right)^{2/3} = \frac{59,7}{F_3}.$$

3. Определим отношение найденных величин

$$\frac{K_{RT}}{K_{RN}} = \frac{48,7}{59,7} = 0,788 F_5$$

Лам	Лист	№ докум.	Подп.	Дате
-----	------	----------	-------	------

Заданы заслоночным регулирующим органом открытым на  $60^\circ$  и имеющим условную пропускную способность  $K_{vT} = 100$  и  $D = d = 65\text{мм}$ . по приложению 9 найдем  $F_p = 0,92$ . Тогда

$$\frac{K_{vT}}{K_{vD}} = 0,788 \times 0,92 = 0,725.$$

Так как условие

$$0,46 < \frac{K_{vT}}{K_{vD}} < 20$$

соблюдено, то имеет место переходный режим движения жидкости через регулирующий орган.

4. По приложению 12 определим поправку на влияние вязкости

$$F_R = 0,60.$$

5. Определим произведение  $F_p K_r$  для переходного режима движения жидкости через регулирующий орган

$$F_p K_r = \frac{Q}{F_R} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = \frac{40}{0,6} \sqrt{\frac{1,10}{0,8}} = 78,4.$$

6. По приложению 8 найдем поправку на влияние переходных патрубков

$$\frac{d}{D} = \frac{60}{100} = 0,65;$$

$$\frac{K_r}{d^2} = \frac{100}{65^2} = 2,4 \times 10^{-2};$$

$$F_p = 0,92.$$

7. Определим необходимую величину  $K_r$

$$K_r = \frac{(F_p K_r)}{F_p} = \frac{78,4}{0,92} = 85.$$

Лист	и дата	Прил.	Прил. и дата	Пом. и дата
124	11/04	9		

8. Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 85 = 102.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий при открытии  $60^\circ$  условную пропускную способность  $K_{v_y} = 100 \text{ и } D_y = 65 \text{ мм.}$

224-1251 // 104 221,2

Зам. Инсп.	Руковод.	План.	Карта
------------	----------	-------	-------

PM4-I63-77

Лист

71

20. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ  
(КАВИТАЦИЯ ИЛИ ВСКИПАНИЕ)

Данные для расчета

- I. Наименование протекающей среды
2. Максимальный расход
3. Температура воды
4. Давление перед регулирующим органом
5. Давление после регулирующего органа
6. Давление насыщенного пара
7. Критическое давление
8. Плотность воды
9. Диаметр трубопровода

вода

$$Q = 17 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$t = 164^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 8,1 \text{ кгс}/\text{см}^2$$

$$P_2 = 5,6 \text{ кгс}/\text{см}^2$$

$$P_{np} = 7,0 \text{ кгс}/\text{см}^2$$

$$P_{kp} = 225,6 \text{ кгс}/\text{см}^2$$

$$\rho = 0,9042 \text{ г}/\text{см}^3$$

$$D = 40 \text{ мм}$$

Расчет

- I. Задавшись двухседельным регулирующим органом с пробковым затвором, для которого согласно таблице приложения 9 коэффициент начала кавитации  $K_c = 0,70$ , а коэффициент восстановления давления жидкости  $F_c = 0,85$ , определим перепады давления, соответствующие началу кавитации и вскипанию

$$\Delta P_{kal} = K_c (P_1 - P_{np}) =$$

$$= 0,70 (8,1 - 7,0) = 0,77 \text{ кгс}/\text{см}^2 < P - P_2.$$

$$\Delta P_{kp} = F_c^2 (P_1 - F_c P_{np})$$

Поправочный коэффициент  $F_c$  по приложению 10 равен

$$\frac{P_{np}}{P_{kp}} = \frac{7,0}{225,6} = 0,0311;$$

$$F_c = 0,925;$$

Лист	Номер	Пометка	Время, ч	Номер, квадрат
203	125	11/04	11:00	1444

$$\Delta P_{\text{р}} = 0,85^2 (8,1 - 0,925 \times 7,0) = 1,15 \text{ кгс/см}^2 < P_1 - P_2$$

Так как  $P_1 - P_2 = 2,5 \text{ кгс/см}^2 > 1,15 \text{ кгс/см}^2$ , то в регулирующем органе будет иметь место вскипание и после него будет двухфазная парожидкостная смесь.

Орган целесообразно установить таким образом, чтобы свести к минимуму длину участка трубопровода после него. Сечение трубопровода после регулирующего органа должно быть увеличено так как парожидкостная смесь имеет больший объем, чем вода.

2. Определим произведение  $F_{L\rho} K_v$

$$F_{L\rho} K_v = Q \sqrt{\frac{P}{P_1 - F_{L\rho} P_m}} = \\ = 17 \sqrt{\frac{0,904}{8,1 - 0,925 \times 7}} = 12,8.$$

3. Зададимся двухседельным регулирующим органом с  $D_y = 40 \text{ мм} = d$ , имеющим  $K_{vy} = 25$  и определим, согласно таблице приложения 9, коэффициент восстановления давления жидкости  $F_L = 0,85$ . Так как  $D_y = d = D = 40 \text{ мм}$ , то  $F_{L\rho} = F_L = 0,85$ .

Определим необходимую пропускную способность

$$K_v = \frac{(F_{L\rho} K_v)}{F_{L\rho}} = \frac{12,8}{0,85} = 15,1.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2 найдем

$$K_v = 1,2 \times 15,1 = 18,1$$

Примем двухседельный регулирующий орган с  $D_y = 40 \text{ мм}$  и  $K_{vy} = 25$ .

Ном. лист	№ документа	Нодн.	Запись

**21. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ГАЗЕ  
(ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ)**

**Данные для расчета**

- |  |                              |
|--|------------------------------|
| 1. Наименование газа                   | инертный                     |
| 2. Максимальный расход                 | $Q = 9000 \text{ кг/ч}$      |
| 3. Плотность газа в рабочих условиях   | $\rho = 45,1 \text{ кг/м}^3$ |
| 4. Давление перед регулирующим органом | $P_1 = 8 \text{ кгс/см}^2$   |
| 5. Давление после регулирующего органа | $P_2 = 3,8 \text{ кгс/см}^2$ |
| 6. Показатель адиабаты газа            | $\gamma = 1,14$              |
| 7. Диаметр трубопровода                | $D = 50 \text{ мм}$          |

**Расчет**

1. Определим относительный перепад давления

$$\chi = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = \frac{8 - 3,8}{8} = 0,525.$$

2. Определим поправку на показатель адиабаты

$$F_{\infty} = \frac{\gamma}{1,4} = \frac{1,14}{1,4} = 0,81.$$

3. Заданный двухседельным регулирующим органом с пробковым затвором, по приложению 9 найдем его относительный критический перепад давления

$$\chi_T = 0,70.$$

4. Определим режим движения газа через регулирующий орган

$$F_{\infty} \chi_T = 0,81 \times 0,70 = 0,568 > \chi = 0,525.$$

Так как имеет место условие  $\chi < F_{\infty} \chi_T$ , то движение газа через регулирующий орган турбулентное некритическое.

5. Определим поправку на изменение плотности  $\varepsilon$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\chi}{3F_{\infty} \chi_T} = 1 - \frac{0,525}{3 \times 0,81 \times 0,70} = 0,69.$$

Прил. к листу	Прил. к листу
Взам. лист	Взам. лист
Прил. к листу	Прил. к листу
11/04	11/04
125	125

6. Определим произведение  $F_p K_v$

$$F_p K_v = \frac{Q}{31,6 \varepsilon \sqrt{\alpha P_1 / p}} = \\ = \frac{9000}{31,6 \times 0,69 \times \sqrt{0,525 \times 8 \times 45,1}} = 30.$$

7. Зададимся регулирующим органом, имеющим  $K_{V_y} = 40$  и  $D_y = d = 50$  мм  
В этом случае  $F_p = 1,0$  так как переходные патрубки не нужны.

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 30 = 36$$

Примем окончательно двухседельный регулирующий орган с пробковым затвором, имеющий

$$K_{V_y} = 40 \text{ и } D_y = 50 \text{ мм}$$

Так как существуют двухседельные регулирующие органы, имеющие  $K_{V_y} = 40$  и  $D_y = 40$  мм, то целесообразно проверить возможность использования такого органа в данном случае.

8. Определим поправку на влияние переходных патрубков

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{40}{40^2} = 2,5 \times 10^{-2}; \\ \frac{d}{D} = \frac{40}{50} = 0,80.$$

По приложению 8 найдем  $F_p = 0,97$ .

9. Определим относительный критический перепад давления с учетом входного патрубка

$$\chi_{tr} = \frac{\chi_r}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{\chi_r \zeta_a}{0,00241} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1};$$

$$\zeta_{bx} = \zeta_i + \zeta_{B1} = 0,66 \text{ (по приложению 7)}$$

Лист	75
Формат	11
Формат	11
Формат	11

$$x_{TP} = \frac{0.70}{0.97^2} \left[ I + \frac{0.70 \times 0.66}{0.00241} \left( \frac{40}{40^2} \right)^2 \right]^{-1} = 0.665.$$

10. Определим режим движения газа через регулирующий орган с учетом переходных патрубков

$$F_2 x_{TP} = 0.8 I \times 0.665 = 0.54 > = 0.525 \\ (\text{движение некритическое турбулентное}).$$

II. Определим новую поправку на изменение плотности

$$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_2 x_{TP}} = I - \frac{0.525}{3 \times 0.54} = 0.676.$$

12. Определим необходимую пропускную способность регулирующего органа с  $D_y = 40$  мм

$$K_v = \frac{Q}{31,6 \varepsilon F_p \sqrt{\rho P_1 \rho}} = \\ = \frac{9000}{31,6 \times 0,676 \times 0,97 \sqrt{0,525 \times 8 \times 45 \cdot I}} = 31,5.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 31,5 = 37,8.$$

Расчет показывает, что регулирующий орган, имеющий  $K_v = 40$  и  $D_y = 40$  мм также может быть использован в данном случае.

Нош. №	Печат. и дата	Взам. инв. №	Инв. № глубок	Печат. и дата
234-728	11/01/91	91/1		

**22. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ГАЗЕ  
(КРИТИЧЕСКОЕ ТЕЧЕНИЕ)**

**Данные для расчета**

1. Наименование сернистый
2. Максимальный расход  $Q = 84000 \text{ кг/ч}$
3. Плотность газа при  $20^\circ\text{C}$  и  $P = 1,033 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$   $\rho_H = 2,73 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
4. Коэффициент сжимаемости газа  $K = 0,98$
5. Показатель адиабаты газа  $\alpha = 1,25$
6. Температура газа  $t = 157^\circ\text{C}$
7. Абсолютное давление перед регулирующим органом  $P_1 = 2,1 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$
8. Абсолютное давление после регулирующего органа  $P_2 = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$
9. Диаметр трубопровода  $D = 500 \text{ мм}$

**Расчет**

1. Определим плотность газа в рабочих условиях

$$\rho = \frac{P_1 T_H}{K P_H T_1} \rho = \frac{2,1 \times 293 \times 2,73}{0,98 \times 1,033 \times 430} = 3,86 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

2. Определим относительный перепад давления

$$\chi = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = \frac{2,1 - 1,2}{2,1} = 0,43.$$

3. Определим поправку на показатель адиабаты

$$F_\chi = \frac{\chi}{1,40} = \frac{0,43}{1,40} = 0,31.$$

4. Задавшись заслоночным регулирующим органом, открытым на  $60^\circ$ , по приложению 9 найдем его относительный критический перепад давления  $\chi_T = 0,38$ .

Ном	Лист	15	докум.	Форма	16

PM4-I63-77

Лист

77

5. Определим режим движения газа через регулирующий орган

$$F_{2c} x_T = 0,89 \times 0,38 = 0,34 < x=0,43.$$

Так как имеет место условие  $x > F_{2c} x_T$ , то движение газа через регулирующий орган критическое.

6. Определим поправку на изменение плотности  $\varepsilon$

$$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_{2c} x_T} = 1 - \frac{0,43}{3 \times 0,34} = \frac{0,58}{0,52}$$

Так как  $\varepsilon$  не может быть меньше 0,67, то примем  $\varepsilon_{kp} = 0,67$

7. Определим произведение  $F_p K_v$

$$F_p K_v = \frac{Q}{31,6 \varepsilon_{kp} \sqrt{(F_{2c} x_T) P_1 P_2}} = \\ = \frac{84000}{31,6 \times 0,67 \times \sqrt{0,34 \times 2,1 \times 3,86}} = 2380.$$

8. Зададимся заслоночным регулирующим органом, имеющим в открытом на  $60^\circ$  положении  $K_{ry} = 3600$  и  $D_y = d = 400$  мм.

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{3600}{400^2} = 2,25 \times 10^{-2};$$

$$\frac{d}{D} = \frac{400}{500} = 0,8.$$

По приложению 8 найдем  $F_p = 0,97$ .

9. Определим относительный критический перепад давления с учетом входного патрубка

$$x_{Tp} = \frac{x_T}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{x_T \zeta_{ex}}{0,00241} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1};$$

$$\zeta_{ex} = \zeta_1 + \zeta_{B1} = 0,66 \text{ (по приложению 7)}$$

$$x_{Tp} = \frac{0,38}{0,97^2} \left[ 1 + \frac{0,38 \times 0,66}{0,00241} \left( \frac{3600}{400^2} \right)^2 \right]^{-1} = 0,384.$$

Нан. № поиска	Поряд. №	дата	Взам. инв. №	Инв. №
224	11/04	11/04	8	105

Так как практически  $\chi_{Tp} = \chi_T = 0,38$ , то дальнейший расчет для определения уточненного значения  $K_V$  не нужен.

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_V = 1,2 \cdot \frac{(F_p K_v)}{F_p} = \frac{1,2 \cdot 2380}{0,97} = 3070.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий в открытом на  $60^\circ$  положении  $K_{VY} = 3600$  и  $D_y = 400$  мм.

Бланк	№ документа	Номинальная	Серия
Бланк	Бланк	Бланк	Бланк

PM4-163-77

Лист  
79

Приложение 1

**Соотношения между различными единицами измерения**

**Соотношения между единицами давления**

Единица	Па	бар	мм вод. ст.	мм рт. ст.	$\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$
Па	1	$10^{-5}$	0,102	$7,5024 \cdot 10^{-3}$	$1,02 \cdot 10^{-5}$
бар	$10^5$	1	$1,02 \cdot 10^4$	$7,5024 \cdot 10^2$	1,02
мм вод. ст.	9,8067	$9,8067 \cdot 10^{-5}$	1	$7,35 \cdot 10^{-2}$	$10^{-4}$
мм рт. ст.	$1,33 \cdot 10^2$	$1,33 \cdot 10^{-3}$	13,6	1	$1,36 \cdot 10^{-3}$
$\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$9,8067 \cdot 10^4$	0,98067	$10^4$	$7,35 \cdot 10^2$	1

**Соотношения между единицами кинематической вязкости**

Единица	$\text{м}^2/\text{с}$	см	с сантиметрами	$\text{м}^2/\text{г}$	$\frac{\text{фут}^2}{\text{ж}}$
$\text{м}^2/\text{с}$	1	$10^4$	$10^6$	3600	10,76
см	$10^{-4}$	1	100	0,36	$1,076 \cdot 10^{-3}$
с сантиметрами	$10^{-6}$	0,01	1	$3,6 \cdot 10^{-3}$	$1,076 \cdot 10^{-5}$
$\text{м}^2/\text{г}$	$2,778 \cdot 10^{-4}$	2,778	277,8	1	$2,99 \cdot 10^{-3}$
$\frac{\text{фут}^2}{\text{ж}}$	$9,29 \cdot 10^{-2}$	929	$9,29 \cdot 10^4$	334,5	1

**Соотношения между единицами динамической вязкости**

Единица	Паскаль-секунда	Пуаз	$\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$	$\frac{\text{сек}\cdot\text{ж}}{\text{фут}^2}$
Паскаль-секунда	1	10	0,102	$2,09 \cdot 10^{-2}$
Пуаз	0,1	1	$1,02 \cdot 10^{-2}$	$2,09 \cdot 10^{-6}$
$\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$	9,81	98,1	1	0,205
$\frac{\text{сек}\cdot\text{ж}}{\text{фут}^2}$	47,88	478,8	4,88	1

Пересчет вязкости в градусах Энглера в  $\text{м}^2/\text{сек}$  можно произвести по формуле

$$10^6 V = 7,31 E - \frac{6,31}{E}, \text{ м}^2/\text{с}$$

Нан. № полн.	Помп. № полн.	Время, мин. №
224	1/8/1	1

Лист

80

РМ4-163-77

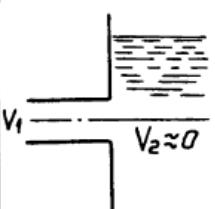
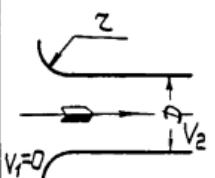
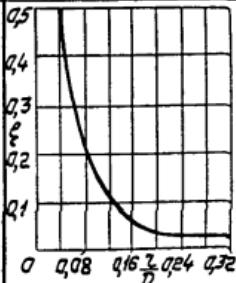
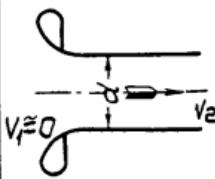
## Приложение 2

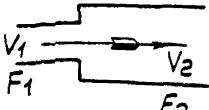
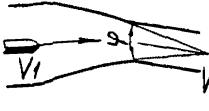
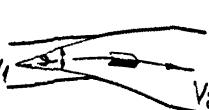
## Формулы пересчета объема и плотности газов

Формула	Входящие в формулу величины		Примечание
	Обозначение	Наименование	
$V_0 = \frac{P_1 T_H}{K P_H T_1} V_1$	$V_H$	Объем газа при давлении и температуре, принятых за нормальные	1. Величины $P_H, P_1$ и $T_H, T_1$ должны иметь, соответственно, одинаковую разрывность 2. Абсолютное давление равно сумме избыточного и атмосферного давлений 3. Кoeffициент сжимаемости газа равен отношению объема газа при $P_1 T_1$ , подсчитанного по законам идеального газа, к реальному удельному весу газа при $P_1 T_1$ , $K = \frac{P_{12}}{P_1}$
	$V_1$	Объем газа при рабочих давлениях и температуре	
	$\rho_H$	Плотность газа при давлении и температуре, принятых за нормальные	
	$\rho_1$	Плотность газа при рабочих давлениях и температуре	
	$P_H$	1) 2) Абсолютное давление, принятое за нормальное	
	$P_1$	1) 2) Абсолютное рабочее давление	
	$T_H$	1) Абсолютная температура, принятая за нормальную	
	$T_1$	1) Абсолютная рабочая температура	
	$K$	Отнесенный к $P_H$ коэффициент сжимаемости газа при рабочих давлениях и температуре	

**Коэффициент сопротивления  $\xi$  некоторых местных сопротивлений**

Приложение 3

Наименование сопротивления	Изображение	Коэффициент сопротивления $\xi$	Класс отбору отсчетов $\xi$	Примечание
Вход из трубы в резервуар больших размеров		$\xi = 1,0$	$V_1$	
Вход в трубу (входная кромка скруглена радиусом $r$ )		 $\xi = f(r/D)$	$V_2$	
Вход в трубу (входная кромка по лемнискате)		$\xi = 0,02$	$V_2$	
Дроссельные органы (сужающие устройства) расходомеров переменного перепада	—	Потери давления на сужающих устройствах расходомеров и длины участков, на которых эти потери измеряются, см. руководящий материал НР 25002, раздел "счет сужающих устройств расходомеров"	—	
№ почт. / дата	Почт. № дата			
244	795 11/04			
Лист	Лист			
1	1			
Почт. № докум.	Почт. № дате			
1	1			
Копировано	PM4-163-77	Лист	82	Формат 11

Наименование сопротивления	Изображение сопротивления	Коэффициент сопротивления $\rho_2$	Коэффициент скорости отнесен	Примечания																																								
Внезапное расширение		$\rho_2 = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2;$	<table border="1" data-bbox="517 299 716 472"> <tr><th><math>F_2/F_1</math></th><th><math>\rho_2</math></th><th><math>F_2/F_1</math></th><th><math>\rho_2</math></th></tr> <tr><td>10</td><td>81</td><td>5</td><td>16</td></tr> <tr><td>9</td><td>64</td><td>4</td><td>9</td></tr> <tr><td>8</td><td>49</td><td>3</td><td>4</td></tr> <tr><td>7</td><td>36</td><td>2</td><td>1</td></tr> <tr><td>6</td><td>25</td><td>1</td><td>0</td></tr> </table>	$F_2/F_1$	$\rho_2$	$F_2/F_1$	$\rho_2$	10	81	5	16	9	64	4	9	8	49	3	4	7	36	2	1	6	25	1	0	$V_2$																
$F_2/F_1$	$\rho_2$	$F_2/F_1$	$\rho_2$																																									
10	81	5	16																																									
9	64	4	9																																									
8	49	3	4																																									
7	36	2	1																																									
6	25	1	0																																									
Внезапное сужение		$\rho_2 = 0.5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right);$	<table border="1" data-bbox="517 629 716 787"> <tr><th><math>F_2/F_1</math></th><th><math>\rho_2</math></th><th><math>F_2/F_1</math></th><th><math>\rho_2</math></th></tr> <tr><td>0,00</td><td>0,5</td><td>0,60</td><td>0,20</td></tr> <tr><td>0,10</td><td>0,45</td><td>0,80</td><td>0,10</td></tr> <tr><td>0,20</td><td>0,40</td><td>1,00</td><td>0,00</td></tr> <tr><td>0,40</td><td>0,30</td><td></td><td></td></tr> </table>	$F_2/F_1$	$\rho_2$	$F_2/F_1$	$\rho_2$	0,00	0,5	0,60	0,20	0,10	0,45	0,80	0,10	0,20	0,40	1,00	0,00	0,40	0,30			$V_2$																				
$F_2/F_1$	$\rho_2$	$F_2/F_1$	$\rho_2$																																									
0,00	0,5	0,60	0,20																																									
0,10	0,45	0,80	0,10																																									
0,20	0,40	1,00	0,00																																									
0,40	0,30																																											
Конический переходы		<table border="1" data-bbox="517 834 716 1117"> <tr><th><math>\varphi</math></th><th><math>\rho</math></th><th><math>\varphi</math></th><th><math>\rho</math></th></tr> <tr><td>7°</td><td>0,16</td><td>50°</td><td>0,31</td></tr> <tr><td>10°</td><td>0,16</td><td>55°</td><td>0,31</td></tr> <tr><td>15°</td><td>0,18</td><td>60°</td><td>0,32</td></tr> <tr><td>20°</td><td>0,20</td><td>65°</td><td>0,33</td></tr> <tr><td>25°</td><td>0,22</td><td>70°</td><td>0,34</td></tr> <tr><td>30°</td><td>0,24</td><td>75°</td><td>0,34</td></tr> <tr><td>35°</td><td>0,26</td><td>80°</td><td>0,35</td></tr> <tr><td>40°</td><td>0,28</td><td>85°</td><td>0,36</td></tr> <tr><td>45°</td><td>0,30</td><td></td><td></td></tr> </table>	$\varphi$	$\rho$	$\varphi$	$\rho$	7°	0,16	50°	0,31	10°	0,16	55°	0,31	15°	0,18	60°	0,32	20°	0,20	65°	0,33	25°	0,22	70°	0,34	30°	0,24	75°	0,34	35°	0,26	80°	0,35	40°	0,28	85°	0,36	45°	0,30			$V_2$	
$\varphi$	$\rho$	$\varphi$	$\rho$																																									
7°	0,16	50°	0,31																																									
10°	0,16	55°	0,31																																									
15°	0,18	60°	0,32																																									
20°	0,20	65°	0,33																																									
25°	0,22	70°	0,34																																									
30°	0,24	75°	0,34																																									
35°	0,26	80°	0,35																																									
40°	0,28	85°	0,36																																									
45°	0,30																																											
Дискоидные зор		<table border="1" data-bbox="517 1133 716 1416"> <tr><th><math>\varphi</math></th><th><math>\rho</math></th><th><math>\varphi</math></th><th><math>\rho</math></th></tr> <tr><td>7°</td><td>0,22</td><td>50°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>10°</td><td>0,46</td><td>55°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>15°</td><td>0,54</td><td>60°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>20°</td><td>0,60</td><td>65°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>25°</td><td>0,67</td><td>70°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>30°</td><td>0,73</td><td>75°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>35°</td><td>0,79</td><td>80°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>40°</td><td>0,84</td><td>85°</td><td>0,91</td></tr> <tr><td>45°</td><td>0,88</td><td></td><td></td></tr> </table>	$\varphi$	$\rho$	$\varphi$	$\rho$	7°	0,22	50°	0,91	10°	0,46	55°	0,91	15°	0,54	60°	0,91	20°	0,60	65°	0,91	25°	0,67	70°	0,91	30°	0,73	75°	0,91	35°	0,79	80°	0,91	40°	0,84	85°	0,91	45°	0,88			$V_1$	
$\varphi$	$\rho$	$\varphi$	$\rho$																																									
7°	0,22	50°	0,91																																									
10°	0,46	55°	0,91																																									
15°	0,54	60°	0,91																																									
20°	0,60	65°	0,91																																									
25°	0,67	70°	0,91																																									
30°	0,73	75°	0,91																																									
35°	0,79	80°	0,91																																									
40°	0,84	85°	0,91																																									
45°	0,88																																											

PM4-163-77

Ном. № подл	Подл. и дата	В зем. инв. №	Инв. № публ	Подл. и дата
234-725	11/04/98, 8			

Контрольная

Формат 1:

Лист

84

Наименование сопротивления	Изображение сопротивления	Коэффициент сопротивления, $\xi$	Коэффициент сопротивления, $\xi$	Примечание																												
Резкий погород трубки на кусок d		<table border="1"> <thead> <tr> <th>d</th> <th>30°</th> <th>40°</th> <th>50°</th> <th>60°</th> <th>70°</th> <th>80°</th> <th>90°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>0,20</td> <td>0,30</td> <td>0,40</td> <td>0,55</td> <td>0,70</td> <td>0,90</td> <td>1,10</td> </tr> </tbody> </table> <table border="1"> <thead> <tr> <th>d</th> <th>15°</th> <th>30°</th> <th>45°</th> <th>60°</th> <th>90°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>0,025</td> <td>0,11</td> <td>0,26</td> <td>0,49</td> <td>1,20</td> </tr> </tbody> </table>	d	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	$\xi$	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10	d	15°	30°	45°	60°	90°	$\xi$	0,025	0,11	0,26	0,49	1,20	$V_1 = V_2$	
d	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°																									
$\xi$	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10																									
d	15°	30°	45°	60°	90°																											
$\xi$	0,025	0,11	0,26	0,49	1,20																											
Плавный погород трубки на кусок d		$\xi = F(\alpha) \cdot \xi''$ где $\xi$ см табл 1, $\alpha F(\alpha)$ см табл 2		$V_1 = V_2$																												

R/D	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	15
$\xi_{\text{макс}}$	1,10	0,85	0,70	0,66	0,63	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
$\xi_{\text{сред}}$	0,84	0,60	0,48	0,36	0,30	0,28	0,32	0,35	0,38	0,41	0,43	0,46

d	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	120°	140°	160°	180°
$F(\alpha)$	0,40	0,55	0,65	0,75	0,83	0,88	0,95	1,00	1,05	1,13	1,20	1,27	1,33

*Коэффициент сопротивления в полностью  
открытой арматуре*

Наименование	Изображение	Коэффициент сопротивления $\epsilon$	Примечание														
Вентиль стаканной с обратным клапаном предназначенный для предохранения от перегрева		<table border="1"> <thead> <tr> <th>D mm</th> <th>13</th> <th>20</th> <th>25</th> <th>30</th> <th>40</th> <th>50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\epsilon</math></td> <td>4,9</td> <td>10,5</td> <td>9,3</td> <td>8,6</td> <td>7,6</td> <td>6,9</td> </tr> </tbody> </table>	D mm	13	20	25	30	40	50	$\epsilon$	4,9	10,5	9,3	8,6	7,6	6,9	
D mm	13	20	25	30	40	50											
$\epsilon$	4,9	10,5	9,3	8,6	7,6	6,9											
Вентиль стаканной с обратным клапаном под углом 45°		<table border="1"> <thead> <tr> <th>D mm</th> <th>13</th> <th>20</th> <th>40</th> <th>80</th> <th>100</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\epsilon</math></td> <td>10,8</td> <td>8,0</td> <td>4,9</td> <td>40</td> <td>41</td> </tr> </tbody> </table>	D mm	13	20	40	80	100	$\epsilon$	10,8	8,0	4,9	40	41			
D mm	13	20	40	80	100												
$\epsilon$	10,8	8,0	4,9	40	41												
Вентиль "Рей"		<table border="1"> <thead> <tr> <th>D mm</th> <th>150</th> <th>200</th> <th>250</th> <th>300</th> <th>350</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\epsilon</math></td> <td>4,4</td> <td>4,7</td> <td>5,1</td> <td>5,4</td> <td>5,5</td> </tr> </tbody> </table> <p><math>\epsilon = 3,4</math></p>	D mm	150	200	250	300	350	$\epsilon$	4,4	4,7	5,1	5,4	5,5			
D mm	150	200	250	300	350												
$\epsilon$	4,4	4,7	5,1	5,4	5,5												

Приемо-  
доставление  
11/12/79  
ЗИУ-105  
Изображение

Наименование	Изображение	Коэффициент сопротивления, $\xi$	Примечание																						
Вентиль "Насос" с полным сечением седла		<table border="1"> <thead> <tr> <th>D</th> <th><math>\xi</math> (текущее по отрывке)</th> <th><math>\xi</math> (текущее по отрывке 5)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1"</td><td>1,8</td><td>1,7</td></tr> <tr> <td>1 1/4"</td><td>2,0</td><td>1,9</td></tr> <tr> <td>1 1/2"</td><td>1,7</td><td>1,6</td></tr> </tbody> </table>	D	$\xi$ (текущее по отрывке)	$\xi$ (текущее по отрывке 5)	1"	1,8	1,7	1 1/4"	2,0	1,9	1 1/2"	1,7	1,6											
D	$\xi$ (текущее по отрывке)	$\xi$ (текущее по отрывке 5)																							
1"	1,8	1,7																							
1 1/4"	2,0	1,9																							
1 1/2"	1,7	1,6																							
Вентиль "Насос" суживающим на 30% сечением седла		<table border="1"> <thead> <tr> <th>D, MM</th> <th><math>\xi</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>60</td><td>2,7</td></tr> <tr> <td>80</td><td>2,4</td></tr> <tr> <td>100</td><td>2,2</td></tr> <tr> <td>150</td><td>1,85</td></tr> <tr> <td>200</td><td>1,65</td></tr> <tr> <td>250</td><td>1,5</td></tr> <tr> <td>300</td><td>1,4</td></tr> <tr> <td>350</td><td>1,3</td></tr> </tbody> </table>	D, MM	$\xi$	60	2,7	80	2,4	100	2,2	150	1,85	200	1,65	250	1,5	300	1,4	350	1,3					
D, MM	$\xi$																								
60	2,7																								
80	2,4																								
100	2,2																								
150	1,85																								
200	1,65																								
250	1,5																								
300	1,4																								
350	1,3																								
Вентиль подогревательный		<table border="1"> <thead> <tr> <th>D, MM</th> <th><math>\xi</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>25</td><td>1,04</td></tr> <tr> <td>38</td><td>0,85</td></tr> <tr> <td>50</td><td>0,73</td></tr> <tr> <td>65</td><td>0,65</td></tr> <tr> <td>76</td><td>0,60</td></tr> <tr> <td>100</td><td>0,50</td></tr> <tr> <td>125</td><td>0,46</td></tr> <tr> <td>150</td><td>0,42</td></tr> <tr> <td>200</td><td>0,36</td></tr> <tr> <td>250</td><td>0,32</td></tr> </tbody> </table>	D, MM	$\xi$	25	1,04	38	0,85	50	0,73	65	0,65	76	0,60	100	0,50	125	0,46	150	0,42	200	0,36	250	0,32	$Re \geq 1 \cdot 10^4$
D, MM	$\xi$																								
25	1,04																								
38	0,85																								
50	0,73																								
65	0,65																								
76	0,60																								
100	0,50																								
125	0,46																								
150	0,42																								
200	0,36																								
250	0,32																								
Эорвилльский типоразмера втулка из чугуна-ческой трубы		<table border="1"> <thead> <tr> <th>D, MM</th> <th><math>\xi</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50</td><td>0,47</td></tr> <tr> <td>76</td><td>0,27</td></tr> <tr> <td>100</td><td>0,18</td></tr> <tr> <td>150</td><td>0,08</td></tr> </tbody> </table>	D, MM	$\xi$	50	0,47	76	0,27	100	0,18	150	0,08													
D, MM	$\xi$																								
50	0,47																								
76	0,27																								
100	0,18																								
150	0,08																								

*Сводная таблица формул для определения  
числа Рейнольдса потока*

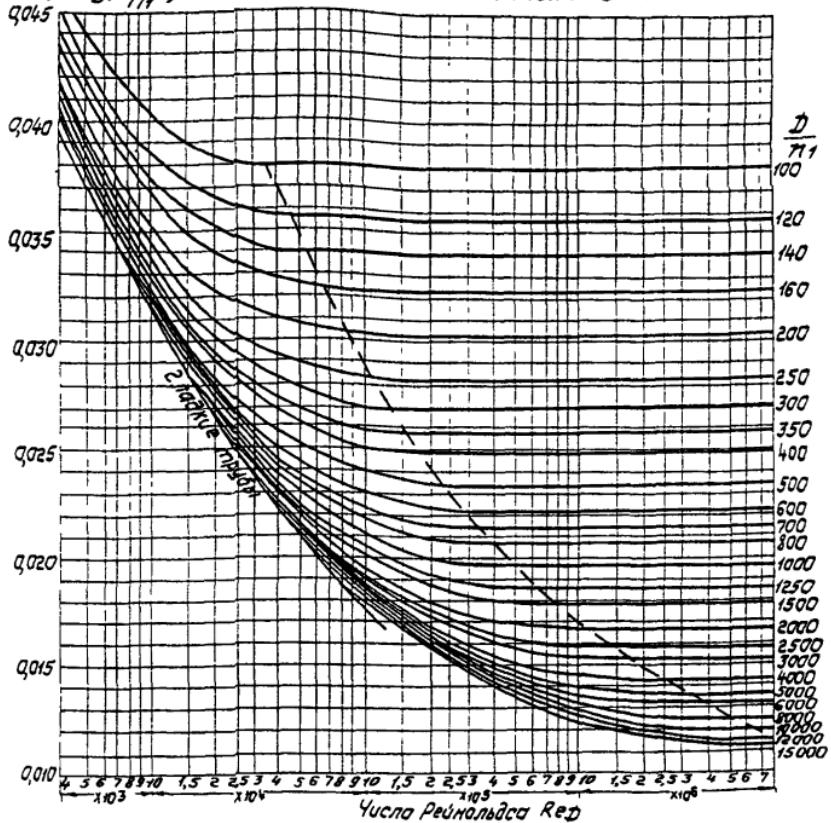
Формула	Величины, входящие в формулу		
	Обозначение	Единицы измерения	Наименование
$Re = 0,354 \frac{Q}{DV}$	$M$	$\text{кг}\cdot\text{с} / \text{м}^2$	Динамическая вязкость
$Re = 0,354 \frac{G}{\rho DV}$	$V$	$\text{м}^2/\text{с}$	Кинематическая вязкость
$Re = 0,0361 \frac{Gf}{DM}$	$Q_0$	$\text{м}^3/4$	Объемный часовой расход
	$Q_H$	$\text{Нм}^{3/4}$	То же
$Re = 0,0361 \frac{Gf}{DM}$	$G$	$\text{кг}/4$	Массовый расход
	$\rho$	$\text{кг} / \text{м}^3$	Плотность
$Re = 0,0361 \frac{G_H f_H}{DM}$	$f_H$	$\text{кг} / \text{Нм}^2$	Объемный вес в нормальных условиях
$Re = 0,0361 \frac{G}{DM}$	$D$	мм	внутренний диаметр трубы
$Re = 3540 \frac{Q}{DV}$	$V$	$\text{см}^2/\text{с} (\text{см})$	Кинематическая вязкость
	$Q$	$\text{м}^3/4$	объемный часовой расход
$Re = 3540 \frac{G}{DV\rho}$	$G$	$\text{кг}/4$	весовой часовой расход
	$\rho$	$\text{кг} / \text{м}^3$	плотность
	$D$	мм	внутренний диаметр трубы
$Re = 1270 \frac{G}{DM}$	$M$	$\text{кг}/\text{м}^4$	динамическая вязкость
	$Q$	$\text{м}^3/4$	объемный часовой расход
	$Q_H$	$\text{Нм}^{3/4}$	то же
$Re = 1270 \frac{Qf}{DM}$	$G$	$\text{кг}/4$	массовый часовой расход
	$f$	$\text{кг} / \text{м}^3$	объемный вес
$Re = 1270 \frac{Q_H f_H}{DM}$	$f_H$	$\text{кг} / \text{Нм}^3$	плотность в нормальных условиях
	$D$	мм	внутренний диаметр трубы
$Re = 354 \cdot 10^4 \frac{G}{DM}$	$M$	$\text{мкПз}$	динамическая вязкость
	$Q_0$	$\text{м}^3/\text{г}$	объемный часовой расход
	$Q_H$	$\text{Нм}^{3/4}$	то же
$Re = 354 \cdot 10^4 \frac{Qf}{DM}$	$G$	$\text{кг}/4$	весовой часовой расход
	$f$	$\text{кг} / \text{м}^3$	объемный вес
$Re = 354 \cdot 10^4 \frac{Q_H f_H}{DM}$	$f_H$	$\text{кг} / \text{Нм}^3$	объемный вес в нормальных условиях
	$D$	мм	внутренний диаметр трубы

## Приложение 6

Коэффициент трения л круглых трубопроводов

Кодировка	Причина	Латиница	Область применения формулы	Формула	Примечания
11	РМЧ-163-77	Гладкие и шероховатые	$Re_D < 2320$	$\lambda = \frac{64}{Re_D};$	1. Удовлетворяющие условию $Re_D \leq 27\left(\frac{D}{L}\right)^{8/7}$ 2. $Re_D$ - число Рейнольдса. 3. Кoeffициенты универсального уравнения Никурадзе
		Гладкие и шероховатые	$2320 \leq Re_D < 1 \cdot 10^5$	$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{Re_D}}$ (уравнение Блазиуса)	Область применения А В С 7,1 $\leq \lambda Re_D \sqrt{\lambda} \leq 20,1$ -0,80 +2,00 0,00 20,1 $\leq \lambda Re_D \sqrt{\lambda} \leq 40,0$ +0,33 +1,13 -0,87 40,0 $\leq \lambda Re_D \sqrt{\lambda} \leq 79,9$ +2,14 0,00 -2,00 79,9 $\leq \lambda Re_D \sqrt{\lambda} \leq 382,4$ +3,25 -0,588 -2,588 $382,4 \leq \lambda Re_D \sqrt{\lambda}$ +1,74 0,00 -2,00
88	Шероховатые	Гладкие и гладкими	$1 \cdot 10^5 \leq Re_D < 1 \cdot 10^8$	$\lambda = 0,0032 + \frac{0,821}{Re_D^{0,237}}$ (уравнение Никурадзе для гладких труб)	4. $w$ - относительная шероховатость (отношение высоты выступов к шероховатости, $n_1$ , к радиусу трубопровода $D$ ). Для цельнотянутых железных и стальных, а также оцинкованных труб высота выступов шероховатости $0,1 \text{мм}$ , для новых чугунных труб - $0,3 \text{мм}$ , для цельнотянутых стальных и железных труб после нескольких лет эксплуатации и при отсутствии особых источников загрязнения в внутренней коррозии - $0,5 \text{мм}$ , для железных и стальных труб, сильно загрязненных и подвергшихся значительной внутренней коррозии - от $0,5$ до $2 \text{мм}$ . 5. Универсальное уравнение Никурадзе решается методом последовательных приближений

Коэффициенты трения "г" круглых трубопроводов  
 $\lambda = f(Red, \frac{D}{D})$  стальных труб по данным В.Т.Н.

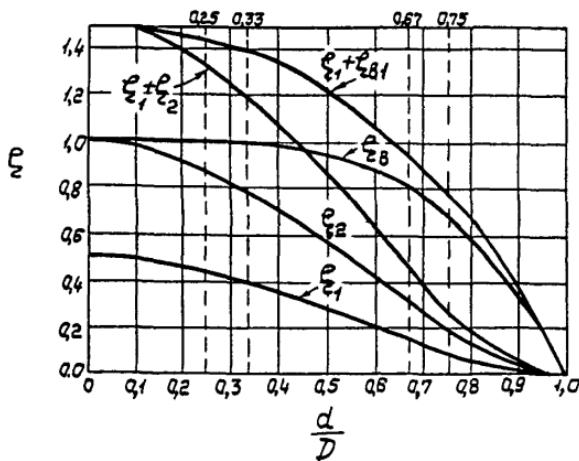


#### Наименование трубопровода

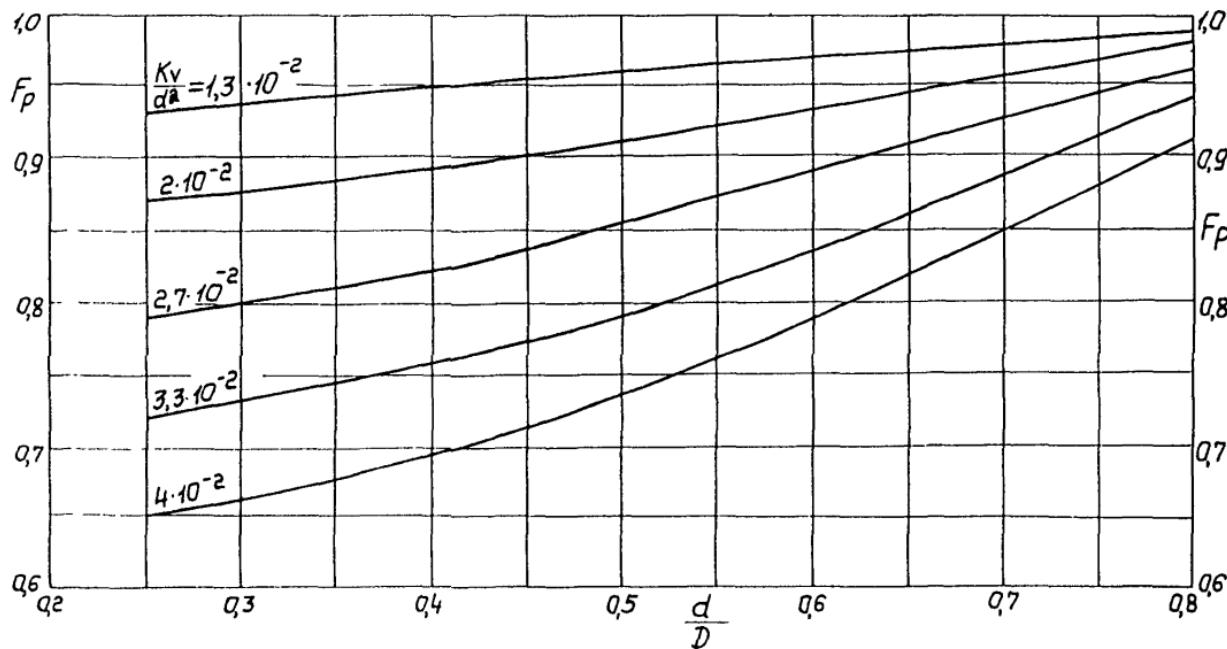
$D, \text{мм}$

Трубопроводы из новых труб, в том числе станционные паропроводы перегретого пара.	0,06
Теплоизоляционные паропроводы перегретого пара и водяные теплопроводы при наличии дезэрации и химчистки подпиточной воды	0,1
Паропроводы насыщенного пара и водяные теплопроводы при незначительных утечках воды ( $\leq 0,5\%$ ) и дезэрации подпитки	0,2
Паропроводы, работающие периодически (с простоями), и конденсатопроводы с открытой системой выработки конденсата	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от паровых и турбокомпрессоров конденсаторов, работающие периодически, и водяные теплоизоляционные паропроводы при отсутствии дезэрации и химчистки подпиточной воды и при больших утечках из сети ( $\geq 1,5-3\%$ ).	0,8
	1,0

Коэффициенты  $\rho_1$  и  $\rho_2$  для одиночных  
конических переходных пострублков  
(внезапные расширения)



Поправка на влияние переходных потрубоков  $F_P$



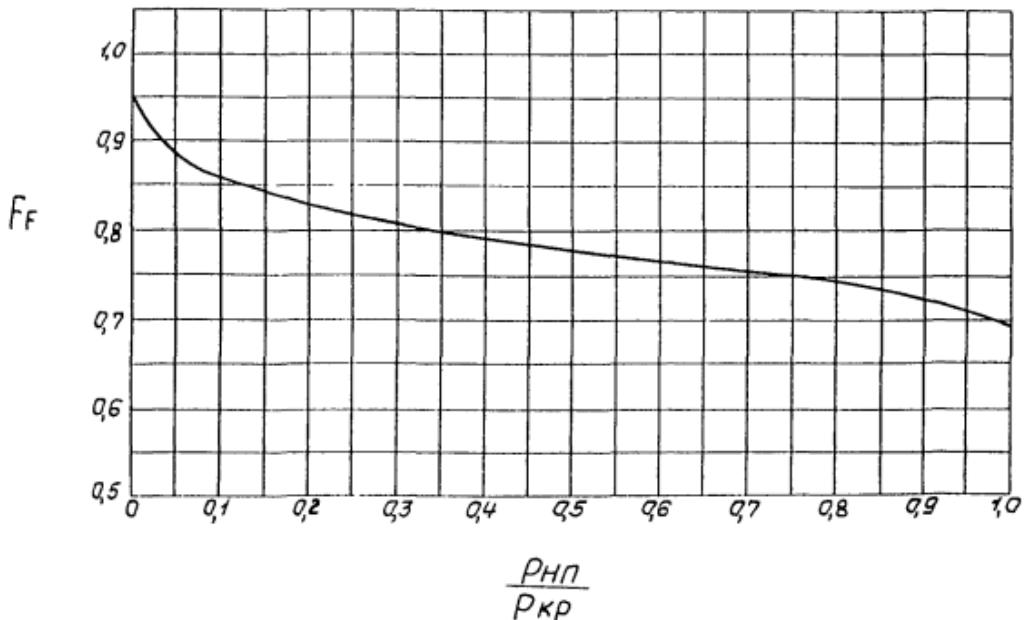
## Приложение 9

Ориентировочные значения коэффициентов для расчета  
регулирующих органов

Вид регулирующего органа	Направление потока	Установка в трубе $D=d$						Установка в трубе $D=2d$			
		$Kv/d^2$	$F_L$	$\chi_T$	$F_d$	$F_g$	$K_C$	$Kv/D^2$	$F_{LP}$	$\chi_{TP}$	$F_g$
Одноходильный проходной:	под затвор	$4,5 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,72	1,0	1,05	0,65	$0,36 \cdot 10^{-2}$	0,85	0,73	1,04
	на затвор	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0,80	0,55	1,0	1,09	0,58	$0,36 \cdot 10^{-2}$	0,76	0,57	1,08
	оба	$1,2 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,75	1,5	1,38	—*)	$0,3 \cdot 10^{-2}$	0,86	0,75	1,36
Двухходильный проходной:	—	$1,7 \cdot 10^{-2}$	0,85	0,70	0,71	0,85	0,70	$0,410^{-2}$	0,79	0,71	0,84
	—	$1,7 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,75	0,71	0,84	—*)	$0,410^{-2}$	0,83	0,75	0,83
	под затвор	$2,3 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,72	1,0	1,08	0,64	$0,57 \cdot 10^{-2}$	0,78	0,73	1,04
Угловой полнопроходный с пробковым затвором	на затвор	$2,7 \cdot 10^{-2}$	0,80	0,65	1,0	1,12	0,53	$0,68 \cdot 10^{-2}$	0,69	0,68	1,08
	—	$2,3 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,72	1,0	1,08	0,64	$0,57 \cdot 10^{-2}$	0,78	0,73	1,04
Заслоночный, открытый на $60^\circ$	—	$2,3 \cdot 10^{-2}$	0,68	0,38	0,71	0,92	0,3	$0,56 \cdot 10^{-2}$	0,63	0,43	0,91
Заслоночный, открытый на $90^\circ$	—	$> 4 \cdot 10^{-2}$	0,55	0,20	0,71	1,01	—*)	$7 \cdot 10^{-2}$	0,45	0,33	0,97

\*) сведения отсутствуют

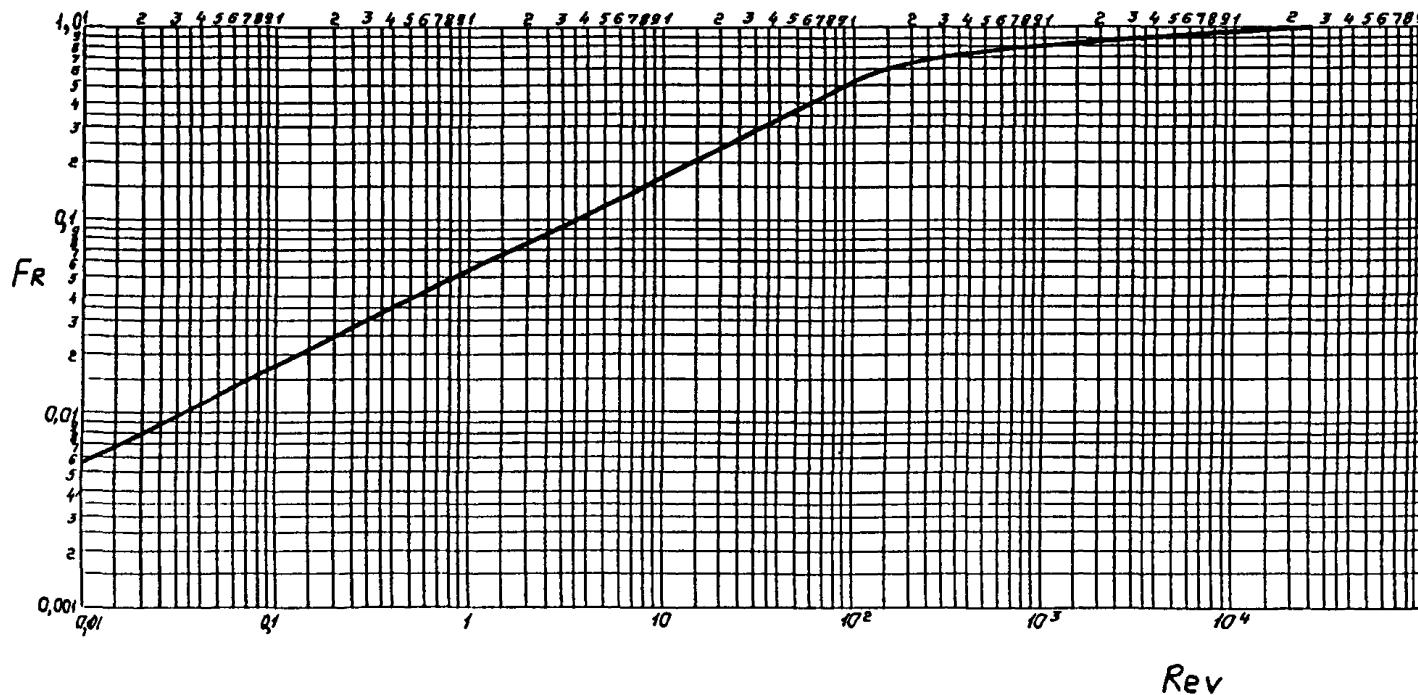
Поправочный коэффициент  $F_F$



Нив. № подл	Попл. и дата	Взлом. нив.№	Изв.№ дубл	Попл. и дата
294 - 725	11/04/78, X			

Приложение 11

Поправка на влияние вязкости  $Fr$



Копировали

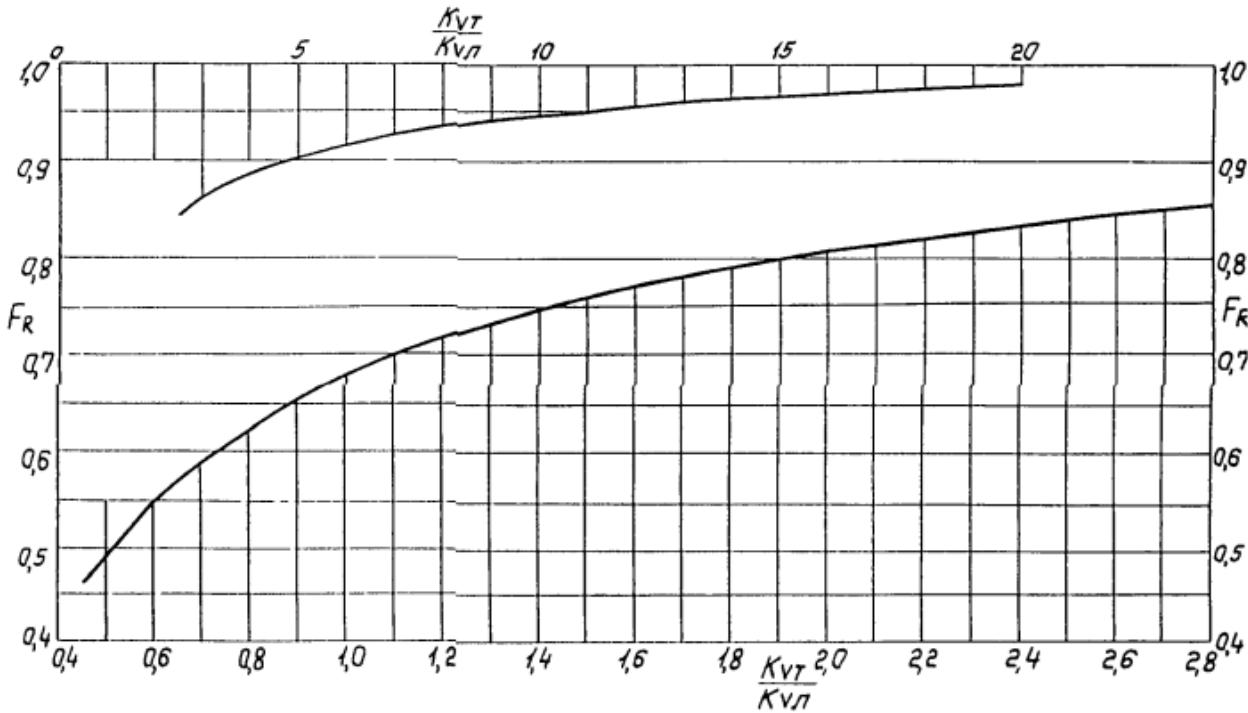
РМЧ-163-77

Формат 11

Лист  
94

Приложение 12

Поправка на влияние вязкости  $F_R$  для переходного режима движения жидкости



Приложение 13

Уравнения для расчета регулирующих органов, управляемых потоками жидкости

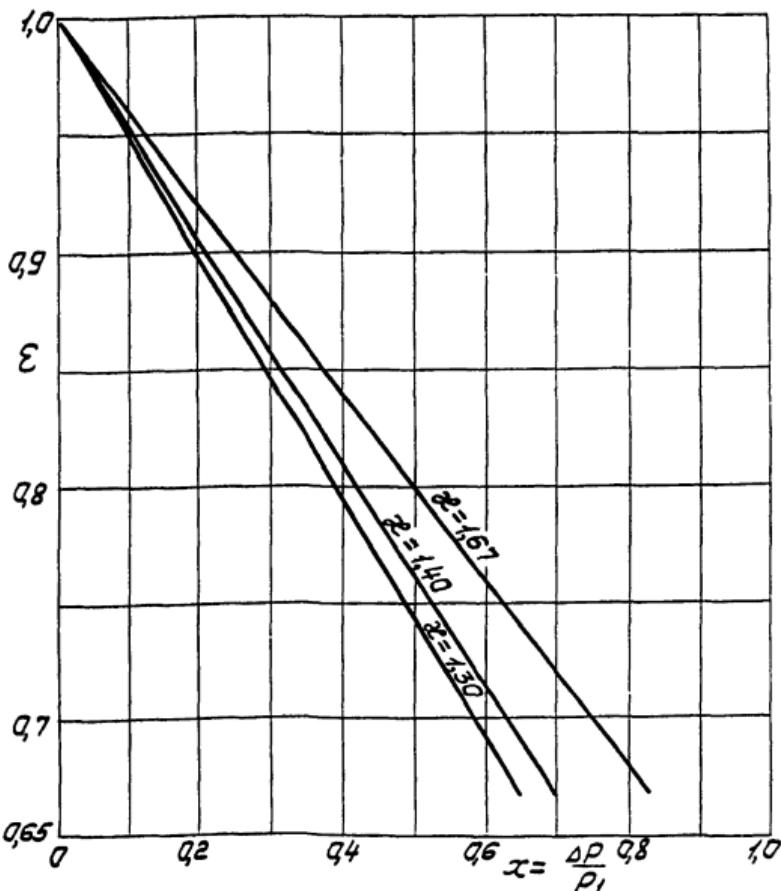
Режим движения	Уравнение	Величины, входящие в уравнение		
		Отночка	Ед. изм.	Наименование
Турбулентное однодфазное в квадратичной области $\Delta P L K_C (P_1 - P_{H1})$	$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$	D	мм	Внутренний диаметр трубы
		$F_d$	—	Коэффициент формы
		$F_f$	—	Параллельный коэффициент
		$F_L$	—	Коэффициент восстановления давления жидкости
		$F_{LP}$	—	Коэффициент восстановления давления и влияния входного потока
Кавитация и вскипание, $\Delta P > F_L^2 (P_f - P_{H1})$	$Q = F_{LP} K_v \sqrt{\frac{P_1 - F_f P_{H1}}{\rho}}$	$F_p$	—	Поправка на влияние переходных потоков
		$F_R$	—	Поправка на влияние вязкости
Ламинарный	$Q = 127 \frac{\Delta P}{M} (F_f F_p K_v)^{3/2}$ , $F_f = \left( \frac{F_d F_p}{F_{LP}} \right)^{1/3} \left[ \left( K_v F_{LP} \right)^2 + \frac{1}{0.0016 D^4} \right]^{1/6}$	$K_C$	—	Коэффициент начальной кавитации
		$K_v$	—	Пропускная способность
		$P_1$	кгс/см <sup>2</sup>	Абсолютное давление перед регулирующим органом
Переходный	$Q = F_R F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}},$ $F_R - см приложение 12$	$P_{H1}$	кгс/см <sup>2</sup>	Абсолютное давление насыщенных паров
		$\Delta P$	кгс/см <sup>2</sup>	Перепад давления
		$Q$	м <sup>3</sup> /с	Объемный расход
—	$Re_v = \frac{70700 Q F_d}{V (F_{LP} K_v)^{1/2} (0.0016 D^4)}^{1/4}$	$Re_v$	—	Число Рейнольдса регулирующего органа
		$M$	сл	Динамическая вязкость
		$V$	с/см <sup>2</sup>	Кинематическая вязкость
		$\rho$	г/см <sup>3</sup>	Плотность

*Критический относительный переход давления  
с учетом влияния переходных параметров  $\chi_{tr}$*

$\frac{Kv}{d^2}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$					$2 \cdot 10^{-2}$					$2,7 \cdot 10^{-2}$					$3,3 \cdot 10^{-2}$					$4 \cdot 10^{-2}$					
$\frac{d}{D}$	$\chi_{tr}$					$\chi_{tr}$					$\chi_{tr}$					$\chi_{tr}$					$\chi_{tr}$					
0,80	0,40	0,49	0,59	0,69	0,78	0,40	0,49	0,58	0,67	0,75	0,39	0,48	0,56	0,64	0,21	0,30	0,39	0,47	0,17	0,21	0,26					
0,75	0,40	0,50	0,59	0,69	0,78	0,40	0,49	0,58	0,67	0,75	0,40	0,49	0,57	0,65	0,22	0,31	0,40	0,48	0,18	0,23	0,27					
0,67	0,40	0,50	0,60	0,69	0,78	0,41	0,50	0,59	0,68	0,76	0,42	0,51	0,59	0,67	0,24	0,33	0,43	0,51	0,19	0,25	0,30					
0,60	0,41	0,51	0,60	0,70	0,79	0,42	0,52	0,61	0,69	0,78	0,43	0,53	0,61	0,69	0,25	0,36	0,45	0,54	0,21	0,27	0,32					
0,50	0,41	0,52	0,61	0,71	0,80	0,44	0,53	0,63	0,71	0,79	0,46	0,55	0,64	0,72	0,28	0,39	0,49	0,58	0,24	0,30	0,36					
0,40	0,42	0,52	0,62	0,71	0,80	0,44	0,55	0,65	0,74	0,82	0,49	0,58	0,67	0,75	0,30	0,42	0,53	0,62	0,26	0,33	0,40					
0,33	0,43	0,53	0,62	0,72	0,81	0,46	0,56	0,66	0,75	0,83	0,50	0,60	0,69	0,78	0,31	0,44	0,55	0,64	0,27	0,34	0,40					
0,25	0,44	0,53	0,63	0,73	0,83	0,48	0,58	0,67	0,76	0,85	0,52	0,62	0,71	0,79	0,33	0,46	0,57	0,67	0,27	0,37	0,44					

Приложение 15

Поправка на изменение плотности  $\Sigma$   
для двухседельных регулирующих органов  
с продольным затвором ( $x_T = 0,70$ )



Значения показателя сжимаемости  $\rho$

	$\rho$
Одноатомный газ (He, Ne, Ar и другие инертные газы)	1,67
Двухатомные газ (воздух, O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , He, CO, СO <sub>2</sub> и другие)	1,41
Трехатомный газ (перегретый водяной пар, CO <sub>2</sub> и др.)	1,31
Кислородный газ, получаемое при сухой перегонке кипящего угля, спанчев.	1,37

Приложение 16

Уравнения для расчета регулирующих органов,  
управляющих потоками газа или пара

Режим движения	Уравнение	Величины, входящие в уравнения		
		обозна- чения	Ед. изм.	Наименование
Турбулентное, $x \leq F_x x_T$	$Q = 31,6 \varepsilon F_p K_v \sqrt{x} P_1 \rho$	$d$	мм	Присоединительный диаметр регулиру- ющего органа
		$F_p$	-	Поправка на влияние переходных патрубков
		$F_x$	-	Поправка на показа- тель адабаты
		$P_1$	кгс см <sup>2</sup>	Абсолютное давление перед регулирующим органом
		$P_2$	кгс см <sup>2</sup>	Абсолютное давле- ние после регулиру- ющего органа
		$\Delta P$	кгс см <sup>2</sup>	Перепад давления
		$Q$	кг/ч	Массовый расход
		$x$	-	Относительный перепад давления
		$x_T$	-	Относительный критический перепад давления воздуха
		$x_{tr}$	-	То же, с учетом входного патрубка
		$\varepsilon$	-	Поправка на измене- ние плотности
Переходный режим	$Q = 31,6 \varepsilon F_R F_p K_v \sqrt{x} P_1 \rho$	$F_R$	-	Поправка на крити- ческий перепад давления
	$F_R$ - см. приложения II и 12			
	$x = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1};$			
	$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_x x_T};$	$\varepsilon_{kr}$	-	Тоже, в крити- ческом режиме
	$F_x = \frac{x}{1,40};$	$\xi_{bx}$	-	Коэффициент сопротивления входного патрубка
	$x_{tr} = \frac{x_T}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{x_T \xi_{bx}}{K_v} \right]^{2/3}$	$\xi$	-	Показатель ад- абаты
		$\rho$	кг м <sup>3</sup>	Плотность

Нам. лист	№ документа	Подпись	Дата
-----------	-------------	---------	------

Копировано

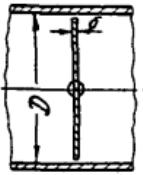
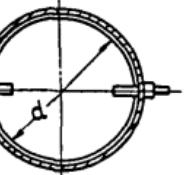
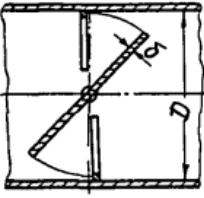
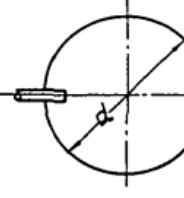
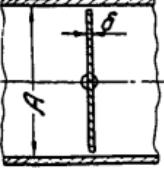
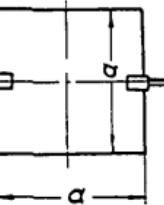
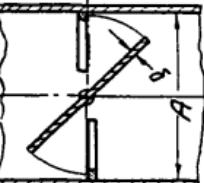
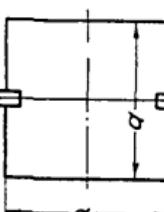
РМЧ-163-77

Лист

99

Приложение 17

Пропускные способности нестандартных  
заслоночных регулирующих органов

Наименование	Общий вид и основные размеры	Пропускная способность при открытии $60^\circ$
Круглая поворотная заслонка с плоским крылом, без упоров	  $d = 0,995 D, \delta = 0,01D$	$K_V = 2,2 \cdot 10^{-2} d^2$
Круглая поворотная заслонка с плоским крылом, с упорами	  $d = 0,95 D, \delta = 0,02D$	$K_V = 1,9 \cdot 10^{-2} d^2$
Квадратная поворотная заслонка с плоским крылом, без упоров	  $a = 0,995 A$	$K_V = 2,8 \cdot 10^{-2} a^2$
Квадратная поворотная заслонка с плоским крылом, с упорами	  $a = 0,98 A, \delta = 0,005 A$	$K_V = 3 \cdot 10^{-2} a^2$

## ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ДОКУМЕНТОВ И ЛИТЕРАТУРЫ

### I. Технические документы

ГОСТ I4691-69	Устройства исполнительные для систем автоматического регулирования. Термины.
ГОСТ I6443-70	Устройства исполнительные. Методы расчета пропускной способности, выбора условного прохода и пропускной характеристики
IEC draft Publication 534-2 Section One	Control Valve Sizing Equations for Incompressible Fluid Flow under Installed Conditions
ISA-S39. 1 (1972) (Instrument Society of America)	Control Valve Sizing Equations for Incompressible Fluids
ISA - S39.3(1973)	Control Valve Sizing Equations for Compressible Fluids

### 2. Литература

1. Аразуманов З.С. Расчет и выбор регулируемых органов автоматических систем, М., 1971.
2. Казаннер Ю.Я. и Слободкин М.С. Аппаратура систем автоматического управления, М., 1977.
3. Driskell L. Control Valve Sizing with ISA Formulas. How to Apply the New Standards, Instrumentation Technology, July, 1974, pp. 33-48.
4. Baumgard H.D. Effects of Pipe Reducers on Valve Capacity, Instruments and Control Systems, December, 1968, pp. 99-102.
5. McCutcheen E.B. A Reynolds Number for Control Valves, in "Flow: its Measurement and Control in Science and Industry", vol. 1, part 3, 1974 (ed. Dowdall R.B.).

Пом	Файл	Б/р документ	Страница	Лист
Пом	Файл	Б/р документ	Страница	Лист

PM4-163-77

Лист  
101

6. Driskell L.R. Philosophy of Control Valve Sizing, Instrumentation Technology, January, 1975, pp. 33-34.
7. Chalfin S. Specifying Control Valves, Chemical Engineering, October 14, 1974, pp. 105-114.
8. Buckley P.S. and Marrian P.L. Solving Instrumentation Problems with a Programmable Calculator, Instrumentation Technology, February, 1975, pp. 31-37.
9. de Filippis, L. Control Valve Flow Theory and Sizing, ISA Transactions, vol. 13, No. 4, 1974, pp. 347 - 368.

Пом. и дата:	
Взам. инв. №:	

Пом. и дата:  
294 - 105 11/04 № 1

Н.п.				
294	-	105	11/04	№ 1

Копировал

PM4-163-77

Лист  
102

Формат 11