Государственный ордена Трудового Красного
Знамени проектный институт
ПРОЕКТМОНТАЖАВТОМАТИКА

РУКОВОДЯЩИЙ МАТ

Расчет и применение регулирующих орган в системах автоматизации технологическ процессов

РМ4-163-77

1977

gost.e-ecolog.ru

Государственный ордена Трудового Красного
Знамени проектный институт
ПРОЕКТМОНТАЖАВТОМАТИКА

РУКОВОДЯЩИЙ МАТЕРИАЛ

Расчет и применение регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов

РМ4-163-77

Срок введения I апреля 1978г

Главный инженер Антонов
Начальник отдела Хакимов
Гл.специалист Абросимов

1977

УДК [62-543 001 2 004.14 . 62-52] (083.96)

Настоящий руководящий материал составлен взамен следующих руководящих материалов:

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

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

РМ4-91-71, Расчет регулирующих органов, за которыми происходит парообразование (1971г);

РМ4-119-71, 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 выяснять (по каталогам и другим действующим информационным материалам) возможность применения принимаемого в процессе расчета регулирующего дроссельного органа.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	РМ4-163-77			
Разраб.		Аросимов		28.11.76	Расчет и применение регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов	Лит.	Лист	Листов
Пров.		Гуров		30.01.76			2	103
Н.контр.		Кузьмин		27.01.76		ГПИ ПМА		
Утв.		Хакимов						

Инв. № подл. 234-725 | Подп. и дата 11/04 78 | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

Форма Ф-1.06-5(11) 243.76

СОДЕРЖАНИЕ

I. Назначение 6

2. Задача расчета регулирующего органа I0

3. Виды и область применения регулирующих органов I2

4. Регулирующий орган как элемент гидравлической цепи объекта автоматизации I4

5. Зависимость расхода через гидравлическое сопротивление от перепада давления на нем 20

6. Влияние переходных патрубков на расход через регулирующий 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

I0. Переходный режим и ламинарный поток

I0.I. Общие положения 39

I0.2. Уравнение расхода для ламинарного движения через регулирующий орган 44

I0.3. Расчет регулирующих органов с учетом влияния вязкости 46

II. Режимы движения газа или пара через регулирующий орган 48

I2. Трехходовые регулирующие органы 53

I3. Пропускные характеристики регулирующих органов

I3.I. Общие положения 55

I3.2. Линейная пропускная характеристика 55

I3.3. Равнопроцентная пропускная характеристика 56

I3.4. Пропускная характеристика регулирующего органа с тарельчатым затвором 56
I3.5. Выбор пропускной характеристики 57
I4. Рекомендуемый порядок расчета
I4.I. 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 6I
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
20. Пример расчета регулирующего органа на жидкости (кавитация или вскипание) 72
2I. Пример расчета регулирующего органа на газе (турбулентный режим) 74
22. Пример расчета регулирующего органа на газе (критическое течение) 77

ПРИЛОЖЕНИЯ:

I. Соотношения между различными единицами измерения 80
2. Формулы пересчета объема и плотности газов 8I
3. Коэффициент сопротивления ζ некоторых местных сопротивлений 82
4. Коэффициент сопротивления ζ полностью открытой арматуры 85

5. Сводная таблица формул для определения числа Рейнольдса потока 87
6. Коэффициент трения λ круглых трубопроводов 88
7. Коэффициенты ζ и $\zeta_в$ 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
11. Поправка на влияние вязкости F_R 94
12. Поправка на влияние вязкости F_R для переходного режима движения жидкости 95
13. Уравнения для расчета регулирующих органов, управляющих потоками жидкости 96
14. Критический относительный перепад давления с учетом влияния переходных патрубков $x_{тр}$ 97
15. Поправка на изменение плотности ε для двухседельных регулирующих органов с пробковым затвором ($x_т$ = 0,70) 98
16. Уравнения для расчета регулирующих органов, управляющих потоками газа или пара 99
17. Пропускные способности нестандартизированных заслоночных регулирующих органов 100
Перечень использованных документов и литературы 101

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.

В руководящем материале приняты следующие основные условные обозначения:

Наименование величины	Условное обозначение
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_d
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	$F_\varkappa$
Ускорение свободного падения	g
Коэффициент начала кавитации	K_c
Пропускная способность регулирующего органа	K_v
Длина трубопровода	L
Относительный ход регулирующего органа	ℓ
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 величины	Условное обозначение
Абсолютное давление в конце гидравлической цепи	$P_к$
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	$P_{нс}$
Абсолютное давление насыщенных паров	$P_{нп}$
Перепад давления (общее обозначение)	ΔP
Потери давления на местных сопротивлениях	$\Delta P_м$
Потери давления на прямых участках трубопровода	$\Delta P_п$
Располагаемый напор гидравлической цепи	$\Delta P_с$
Общее обозначение расхода	Q
Число Рейнольдса потока	Re_D
Число Рейнольдса регулирующего органа	Re_v
Температура среды перед регулирующим органом	t
Скорость	V
Относительный перепад давления	$x = \frac{\Delta P}{P_1}$
Относительный критический перепад давления воздуха	$x_т$

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата

Наименование величины	Условное обозначение
Относительный критический перепад давления с учетом входного патрубка	$x_{тр}$
Коэффициент расхода	α
Поправка на изменение плотности	ε
Коэффициент местного сопротивления (общее обозначение)	ζ
Коэффициент сопротивления входного переходного патрубка без учета потерь от изменения скорости	ζ_1
Коэффициент потерь напора во входном патрубке от изменения скорости	$\zeta_{в1}$
Коэффициент сопротивления выходного патрубка без учета потерь от изменения скорости	ζ_2
Коэффициент потерь напора в выходном патрубке от изменения скорости	$\zeta_{в2}$
Коэффициент трения	λ
Показатель адиабаты	$\varkappa$
Динамическая вязкость	μ
Кинематическая вязкость	ν
Плотность	ρ

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 выбираемого 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_{vy};

— пропускной характеристикой, которая может быть линейной или равнопроцентной.

Таким образом в результате расчета производится выбор конкретного типоразмера регулирующего органа, характеризуемого величиной K_{vy}, пропускной характеристикой и другими показателями (условным давлением, условным диаметром и т.п.), 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

относятся:

F_L – коэффициент восстановления давления жидкости за регулирующим органом;

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

$x_т$ – относительный критический перепад давления воздуха для регулирующего органа.

Применение характеристик F_L, F_p и $x_т$ 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 перепад давления. Может быть изготовлен плотнозапорным.	Необходимы исполнительные механизмы с большим усилием или крутящим моментом. Мало пригодны для управления потоками суспензий.

Продолжение табл.I

Наименование	Достоинства	Недостатки
Проходной двухседельный	Гидродинамические силы, воздействующие 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	Рабочие давление и температура сравнительно невелики

4. РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН КАК ЭЛЕМЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЦЕПИ ОБЪЕКТА АВТОМАТИЗАЦИИ

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

Располагаемый напор. ΔP_c или суммарные потери давления в гидравлической цепи (включая перепад давления на регулирующем органе) определяют по следующей формуле

$$\Delta P_c = P_o - P_k \pm z\rho \qquad (I)$$

где P_o – давление в начале гидравлической цепи, кгс/м^2;

P_k – давление в конце гидравлической цепи, кгс/м^2;

z – разность уровней начала и конца гидравлической цепи, м;

ρ – плотность протекающей среды, кг/м^3.

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 $\Delta P_т$ (без учета перепада давления на регулирующем органе) равны

$$\Delta P_т = \Delta P_п + \Delta P_м \qquad (2)$$

где $\Delta P_п$ – потери давления на прямых участках трубопровода, кгс/м^2;

$\Delta P_м$ – потери давления на местных сопротивлениях и технологических аппаратах гидравлической цепи, кгс/м^2.

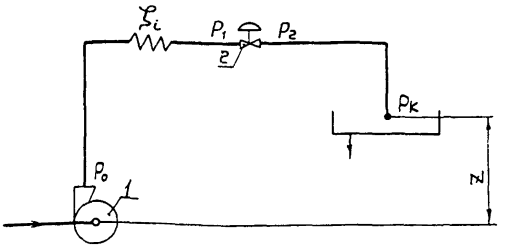


Рис. 1. Гидравлическая цепь с регулирующим органом: 1 - насос; 2 - регулирующий орган

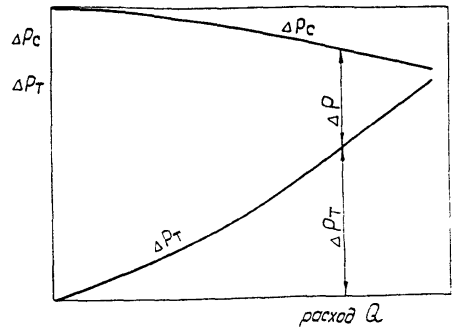


Рис. 2. Гидравлические характеристики:
$\Delta P_C = \varphi_1(Q)$ - источника напора;
$\Delta P_T = \varphi_2(Q)$ - гидравлической цепи (без регулирующего органа)

Перепад давления (рис.2) на регулирующем органе ΔP будет равен

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

где ΔP_c - определяется по формуле (1), а ΔP_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 располагаемого напора ΔP_c от расхода через гидравлическую цепи Q, $\Delta P_c = f(Q)$, является характеристикой источника напора, (например, насоса).

Величины $\Delta P_п$ и $\Delta P_м$ определяются по следующим уравнениям

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

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

где λ - коэффициент трения для прямых участков трубопровода (величина безразмерная);

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, ускорение свободного падения;

ρ - плотность протекающей среды, кг/м^3;

ζ - коэффициент местного сопротивления.

Знак $\sum$ обозначает, что величины $\Delta P_п$ и $\Delta P_м$ получаются

суммированием по участкам трубопровода, имеющим разные L, D, λ и ζ.

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 ΔP_T можно понимать падение давления только на соединительных трубопроводах, L – суммарная длина трубопровода, а ΔP_M включают в себя потери давления от трения на длине местных сопротивлений;

б/ во втором случае под ΔP_T следует понимать падение давления как на соединяющих трубопроводах, так и на длине местных сопротивлений. Во втором случае L — сумма длин трубопровода диаметром D и длин местных сопротивлений по их средней линии, а ΔP_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 ζ 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

$$Re_D \leqslant Re_K,$$

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

Re_K – критическое значение числа Рейнольдса, отнесенное к D.

Для круглых труб

$$Re_D = \frac{VD}{\nu}, \qquad (6)$$

где V - средняя скорость, м/с;

D - внутренний диаметр трубопровода, м;

ν - кинематическая вязкость среды, $м^2/с$.

Общепринятая величина $Re_к = 2320$.

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

$$Re_{D_э} = \frac{VD_э}{\nu}, \qquad (7)$$

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

$$D_э = 4R = \frac{4F}{П}, \qquad (8)$$

где R - гидравлический радиус, м;

F - площадь живого сечения потока, $м^2$;

$П$ - смоченный периметр, м.

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

Определение λ см. приложение 6. Для некруглых трубопроводов в уравнения приложения 5 необходимо подставлять $Re_{D_э}$ и $D_э$, определяемые по формулам (7) и (8).

Коэффициент трения λ трубопровода некруглого сечения при ламинарном режиме движения ($Re_{D_э} < 2320$) равен

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

где K_1 – коэффициент формы.

Для прямоугольного сечения с отношением сторон $\frac{b}{a}$ величина K_1 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 ζ в уравнении (5) при турбулентном режиме движения принято считать постоянной, не зависящей от Re_D величиной. При ламинарном движении $\zeta \neq Const$.

Общая потеря давления на местных сопротивлениях равна арифметической сумме потерь на каждом сопротивлении при условии, что эти сопротивления разделены прямыми 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 ζ .

Значения ζ для некоторых видов местных сопротивлений приведены в приложении 3. Кроме этого, при определении падения давления на местных сопротивлениях $\Delta P_м$ 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 прохода f гидравлического сопротивления V_f и перепадом давления на нем ΔP при турбулентном движении жидкости выражается следующим уравнением

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

где α – коэффициент расхода гидравлического сопротивления, отнесенный к скорости V_f;

g – ускорение свободного падения;

ρ – плотность жидкости.

Зависимость между скоростью жидкости перед гидравлическим сопротивлением V_F и перепадом давления на нем ΔP также может быть записана в следующем виде

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

где ζ – 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

$$V_F \cdot F = V_f \cdot f.$$

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

$$V_f = \frac{F}{f\sqrt{\zeta}}\sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}} \qquad (11)$$

Из сравнения уравнений (9) и (11) следует, что

$$\alpha = \frac{F}{f\sqrt{\zeta}} \qquad (12)$$

или

$$\zeta = \left(\frac{F}{f\alpha}\right)^2. \qquad (13)$$

Заметим, что выражения (12) и (13) справедливы только в том случае, когда ζ отнесено к F, а α к f. Площади F и f должны быть выражены в одинаковых единицах измерения.

Умножив уравнения (9) и (11) на f, получим выражения для объемного расхода жидкости через гидравлическое сопротивление

$$Q = \alpha f\sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}}, \qquad (14)$$

$$Q = \frac{F}{\sqrt{\zeta}}\sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}} \qquad (15)$$

Уравнения (14) и (15) справедливы для следующих единиц измерения:

Q - $м^3/с$; ΔP - $кгс/м^2$;

f и F - $м^2$; ρ - $кг/м^3$.

g - $м/с^2$;

Уравнение (14) можно записать следующим образом

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

или

$$Q = 0{,}0506\,\alpha f\sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \qquad (16)$$

где Q – м³/ч;

f – мм²;

ΔP – кгс/см²;

ρ – г/см³.

Коэффициент расхода гидравлического сопротивления α есть величина безразмерная.

Аналогично, уравнение (I5) примет вид

$$Q = 0{,}0506 \frac{F}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \qquad (I7)$$

где F также в мм², а ζ – величина безразмерная. Размерности остальных величин такие же, как в уравнении (I6).

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

$$Q = 0{,}04 \alpha d_1^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \qquad (I8)$$

и

$$Q = 0{,}04 \frac{d^2}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \qquad (I9)$$

Уравнениям (I8) и (I9) можно придать следующий вид

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

где

$$K_v = 0{,}04 \alpha d_1^2 \qquad (2I)$$

или

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

Напоминаем, что в выражениях (2I) и (22) α отнесен к сечению, имеющему диаметр d_1, а ζ к сечению с диаметром d. Уравнения (2I) и (22) справедливы для d_1 и d в мм.

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

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

Так как регулирующие дроссельные органы выбираются не по условному 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 ΔP_v, равен

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

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

ΔP_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 ΔP_v, ΔP_p и ΔP равны

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

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

$$\Delta P = \frac{\rho Q^2}{K_o^2}, \qquad (26)$$

где K_p – пропускная способность переходных патрубков;

K_o – общая пропускная способность регулирующего органа с переходными патрубками;

ΔP_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 $\Delta P_v < \Delta P$, 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

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

где F_p – поправка на влияние переходных патрубков.

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

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

Откуда

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

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

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

Суммарная пропускная способность переходных патрубков согласно (22) равна

$$K_o = 2{,}04 \frac{d}{\sqrt{\xi}}, \qquad (31)$$

где ζ - суммарный коэффициент сопротивления патрубков.

Из уравнения (31) получим

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

Подставив уравнение (32) в (30), получим

$$\frac{1}{K^{o2}} = \frac{1}{K_v^2} + \frac{\zeta}{0{,}0016 d^4}. \qquad (33)$$

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

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

Откуда

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

В уравнении (34) суммарный коэффициент сопротивления патрубков равен

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

где ζ_1 - коэффициент сопротивления входного патрубка без потерь от изменения скорости;

ζ_{B1} - коэффициент потерь напора во входном патрубке от изменения скорости;

ζ_2 - коэффициент сопротивления выходного патрубка без потерь от изменения скорости;

ζ_{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

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

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

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

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 ζ_{B1} и внутренний диаметр трубопровода после регулирующего органа D_2 при вычислении ζ_{B2}.

При отсутствии надежных экспериментальных данных для конкретных конструкций переходных патрубков необходимые значения коэффициентов ζ_1 и ζ_2 можно вычислить по следующим формулам:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1{,}5\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2, \tag{37}$$

если оба патрубка одинаковы;

$$\zeta_1 = 0{,}5\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2, \tag{38}$$

если применяется только входной патрубок;

$$\zeta_2 = 1{,}0\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2, \tag{39}$$

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 выявлять режим движения среды 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 квадратного 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 Ш (см.рис.3).

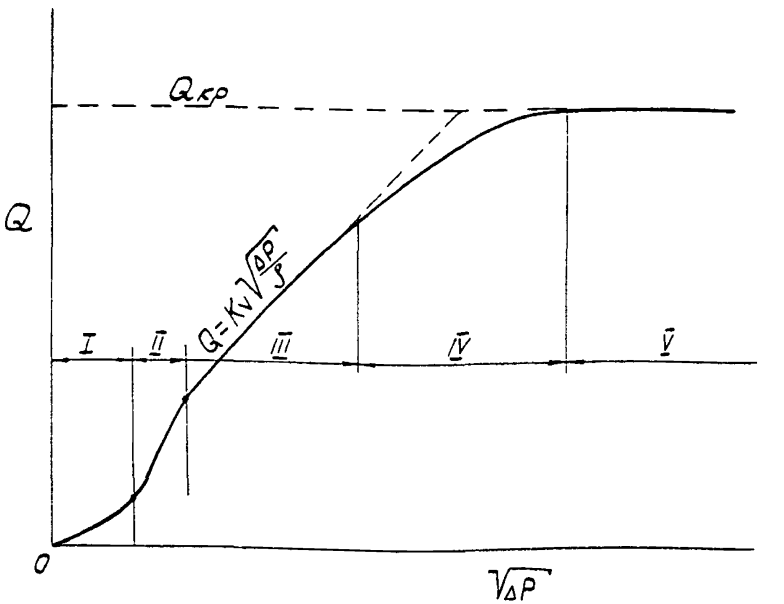


Рис. 3. Расход жидкости через регулирующий орган Q в зависимости от квадратного корня из перепада давления $\sqrt{\Delta P}$ (для положения „открыто"):

I – область ламинарного движения;

II – переходная область,

III – турбулентное однофазное движение в квадратичной области;

IV – область кавитации;

V – критическое течение двухфазной смеси

8. ТУРБУЛЕНТНОЕ ОДНОФАЗНОЕ ДВИЖЕНИЕ В КВАДРАТИЧНОЙ ОБЛАСТИ

Согласно вышеизложенному, при турбулентном однофазном движении в квадратичной области справедливо уравнение (27)

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \qquad м^3/ч$$

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

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

ΔP – перепад давления на регулирующем органе, измеренный до и после переходных патрубков, кгс/см^2;

ρ – плотность жидкости в рабочих условиях, г/см^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.

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 60^0	8	I0
Поворотная заслонка, открытая на 90^0	I8	32

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

9. КАВИТАЦИЯ И ВСКИПАНИЕ

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

$$\Delta P_{нк} = K_c (P_1 - P_{нп}), \qquad (40)$$

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

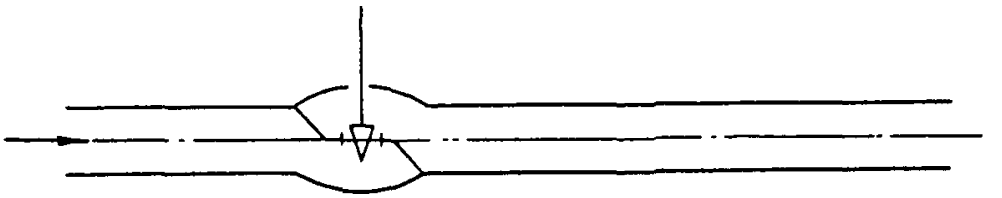
K_c – коэффициент начала кавитации (приложение 9);

P_1 – абсолютное давление перед регулирующим органом;

$P_{нп}$ – давление насыщенных паров при рабочей температуре.

Дальнейшее увеличение ΔP приводит поток в область критического течения двухфазной (парожидкостной) смеси (область У на рис.3). На рис.4 сплошной линией показана эпюра распределения давления по длине регулирующего органа и прилегающих к нему участков труб для однофазного потока в квадратичной области Ш (см.рис.3). Там же штриховой линией показана эпюра распределения давления в том случае, когда давление в наименьшем сечении струи $P_{нс}$ стало равно давлению насыщенных паров $P_{нп}$ жидкости, протекающей через регулирующий орган. При $P_{нс} = P_{нп}$ в потоке образуются пузырьки пара, которые, при дальнейшем движении, попадают в область более высокого давления и схлопываются.

Образование и схлопывание пузырьков пара называется кавитацией. Схлопывание 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-



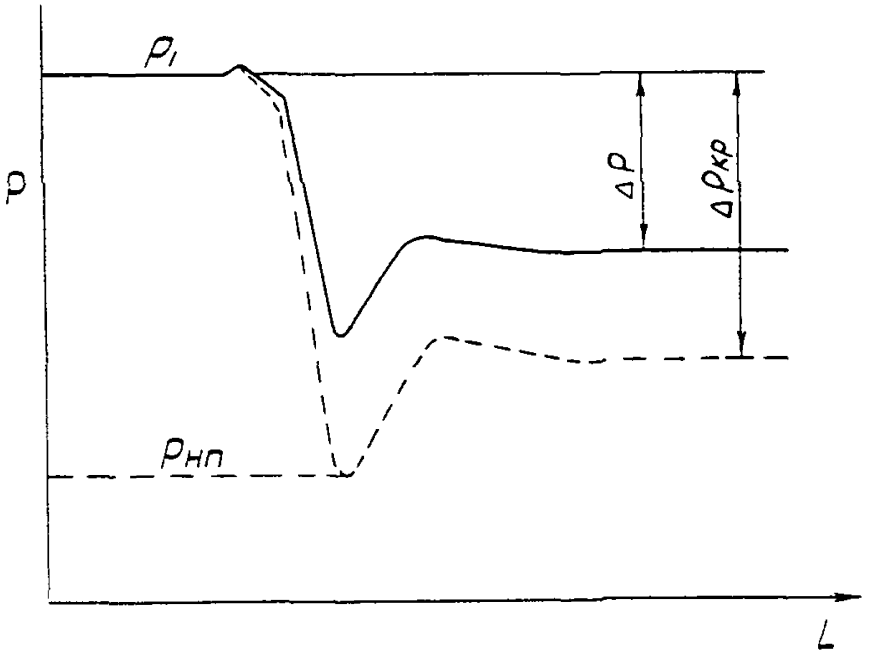


Рис. 4. Распределение давления P по длине регулирующего органа и трубопровода L

лирующего органа. При дальнейшем уменьшении давления P_2 до величины менее $P_{нп}$ пузырьки не схлопываются 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 ΔP). Этот наибольший (предельный) расход определяется перепадом

$$\Delta P_{кр} = P_1 - P_{нс} . \qquad (41)$$

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

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

$$\frac{P_{нс}}{P_{нп}} = F_F .$$

Откуда

$$P_{нс} = F_F P_{нп}, \qquad (42)$$

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 $P_{кр}$.

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

$$\Delta P'_{кр} = P_1 - F_F P_{нп} . \qquad (43)$$

Перепад $\Delta P'_{кр}$ 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

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

Уравнение горизонтального участка на рис.3 имеет вид

$$Q_{кр} = F_L K_v \sqrt{\frac{\Delta P'_{кр}}{\rho}}, \qquad (44)$$

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

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

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

$$F_L = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_{нс}}} = \sqrt{\frac{(P_1 - P_2)_{кр}}{P_1 - F_F P_{нп}}} \qquad (45)$$

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 $\Delta P_{кр}$, измеренного между входным и выходным патрубками регулирующего органа

$$\Delta P_{кр} = (P_1 - P_2)_{кр} = F_L^2 (P_1 - F_F P_{нп}). \qquad (46)$$

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

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

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

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

Если же

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

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

$$Q = F_L K_v \sqrt{P_1 - F_F P_{нп}}. \qquad (49)$$

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

$$Q = F_{LP} K_v \sqrt{P_1 - F_F P_{нп}}, \qquad (50)$$

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-

ход при критическом режиме определяется перепадом давления $\Delta P_{нс}$, 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

$$F_{Lp} = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_{нс} + \Delta H}}, \qquad (51)$$

где ΔP – перепад давления на регулирующем органе и переходных патрубках;

ΔH – разность давлений скоростных напоров на входном патрубке.

Уравнение (I9)

$$Q = 0{,}04 \frac{d^2}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \qquad (I9)$$

при ζ = I позволяет определить скоростной напор или соответствующее ему давление в круглом сечении диаметром d.

Применив уравнение (I9) к сечениям, имеющим диаметры d и D, найдем разность давлений на входном патрубке

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

Из уравнений (20) и (45)

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

$$\Delta P = F_L^2 \Delta P_{нс}. \qquad (54)$$

Записав пропускную способность K_v в виде

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

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

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

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

Подставив выражение (56) в (52), получим

$$\Delta H=\left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2 F_L^2 \Delta P_{нс} \frac{1}{(0{,}04)^2}\left(1-\frac{d^4}{D^4}\right). \qquad (57)$$

Возведем уравнение (51) в квадрат и подставим в него значения ΔP и ΔH из уравнений (54) и (57)

$$F_{LP}^2=\frac{1}{\frac{1}{F_L^2}+\frac{1}{(0{,}04)^2}\left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2\left(1-\frac{d^4}{D^4}\right)},$$

откуда

$$F_{LP}=\left[\frac{1}{F_L^2}+\frac{1}{0{,}0016}\left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2\left(1-\frac{d^4}{D^4}\right)\right]^{-\frac{1}{2}}, \qquad (58)$$

где

$$\left(1-\frac{d^4}{D^4}\right)=\zeta_{B1}. \qquad (36)$$

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

$$\zeta_{вх}=\zeta_1+\zeta_{B1}, \qquad (59)$$

и получим искомое выражение для F_{LP}

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

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

F_L – коэффициент восстановления давления (величина безразмерная);

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

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

d – присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа, мм.

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 прямо 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_v, 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

$$Re_v = 354 \cdot 10^3 \frac{Q}{d_э \nu}, \qquad (61)$$

где Q – объемный расход, м^3/ч;

ν – кинематическая вязкость, сст;

$d_э$ – характерный размер, мм.

В качестве характерного размера $d_э$ 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_L. 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-

чения струи $d_э$.

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

$$F_c = \frac{\pi}{4} d_э^2 = \frac{Q}{V_c}, \quad мм^2 \qquad (62)$$

где Q – мм³/с;

V_c – мм/с;

$d_э$ – мм.

Расход через регулирующий орган равен

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

где ΔP – кгс/см²;

ρ – г/см³.

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

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

где $\Delta P_{нс}$ – кгс/м²;

ρ – кг/м³

M – поправка, учитывающая изменение скорости перед регулирующим органом из-за наличия переходного конического патрубка перед регулирующим органом.

$$M = \left(\frac{1}{1 + \frac{d_э^4}{D^4}}\right)^{\frac{1}{2}}. \qquad (65)$$

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

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

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

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

Подставив уравнение (65) в (66), найдем

$$\frac{4}{\pi} \cdot 19{,}9\, K_v F_L = \frac{d_э^2}{\left(1 + \frac{d_э^4}{D^4}\right)^{\frac{1}{2}}} . \qquad (67)$$

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

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

Откуда

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

или

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

что дает

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

Подставив уравнение (68) в (61), получим

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

Умножив и разделив уравнение (69) на $\left(\frac{K_v^2 F_L^2}{0{,}0016}\right)^{\frac{1}{4}}$ найдем

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

Для регулирующего органа, установленного в конических переходных патрубках $F_L = F_{Lp}$

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-

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 = 0,7I.

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

$$Re_v = \frac{70700\, Q F_d}{\nu (F_{LP} K_v)^{1/2}} \left(\frac{F_{LP}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right)^{\frac{1}{4}}, \qquad (7I)$$

где Q - объемный расход, м^3/ч;

ν - кинематическая вязкость, сСт;

D - внутренний диаметр трубопровода, мм;

F_{LP} - 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 I469I-69.

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

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

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 I469I-69;

ΔP - перепад давления, кгс/см^2;

ρ - плотность жидкости перед регулирующим органом, г/см^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 $R_{eV} > 33000$ поток турбулентен ($F_R = 1$). При числе Рейнольдса $R_{eV} < 100$ поток ламинарен и расход через регулирующий орган прямо пропорционален перепаду давления. При $100 < R_{eV} < 33000$ 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_{eV}, определяемое по уравнению (71). Громоздкость уравнения (71) и необходимость предварительного задавания пропускной способностью K_V (тыс) и условным (присоединительным) диаметром d для вычисления R_{eV}, 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_{eV}. Это оказалось возможным для области ламинарного движения жидкости. В этой области зависимость поправки на влияние вязкости F_R от числа Рейнольдса R_{eV} выражается следующей эмпирической формулой

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

или

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

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

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

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

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

где $\mu = \rho^{\nu}$ — динамическая вязкость, сП.

Найденное выражение удобно записать следующим образом

$$Q = 199 \frac{\Delta P}{\mu} \left(F_p^{3/2} K_v^{3/2} \right) F_э^{3/2}, \qquad (77)$$

где

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

или

$$F_э = \frac{F_d^{2/3} F_p^{2/3}}{F_{LP}^{1/3}} \left[\frac{F_{LP}^2 K_v^2}{0{,}0016 D^4} + 1 \right]^{1/6}. \qquad (78)$$

Так как $F_p^{2/3} \approx F_p$, то выражение (78) удобно придать следующий вид

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

Поскольку $F_{LP} < 1$, то $F_{LP} < F_{LP}^{2/3}$, 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

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mu} (F_э F_p K_v)^{3/2}, \quad м^3/ч \qquad (80)$$

где ΔP — перепад давления, кгс/см^2;

μ — динамическая вязкость, сП;

$F_э$ — по формуле (79);

K_v — пропускная способность по ГОСТ 14691-69.

10.3. Расчет регулирующих органов с учетом влияния вязкости

Полученное в разделе 6 уравнение (27)

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

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

Уравнение (80)

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

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 Re_v по уравнению (71);

— как определить величину поправки на влияние вязкости F_R, 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 $K_{vт}$, полагая поток турбулентным;

— определить пропускную способность регулирующего органа $K_{vл}$, полагая поток ламинарным;

— найти отношение $\frac{K_{VT}}{K_{VA}}$ (или $\frac{F_p K_{VT}}{F_p K_{VT}}$) 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

$$0{,}46 < \frac{K_{VT}}{K_{VA}} < 20. \qquad (81)$$

В случае переходного режима движения жидкости через регулирующий орган поправка F_R определяется по графику приложения 12. Сводка уравнений для расчета регулирующих органов, управляющих потоками жидкости приведена в приложении 13.

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

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

где P_1 – абсолютное давление перед регулирующим органом;

P_2 – абсолютное давление после регулирующего органа.

При увеличении перепада давления на регулирующем органе ΔP (уменьшении давления P_2 при $P_1 = Const$) расход Q возрастает до предельного (критического) значения $Q_{кр}$, когда скорость в наименьшем сечении струи за дроссельным отверстием регулирующего органа становится равной скорости звука. При дальнейшем увеличении ΔP расход остается неизменным и равным $Q_{кр}$ 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 несжимаемой жидкости. Разность ординат 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

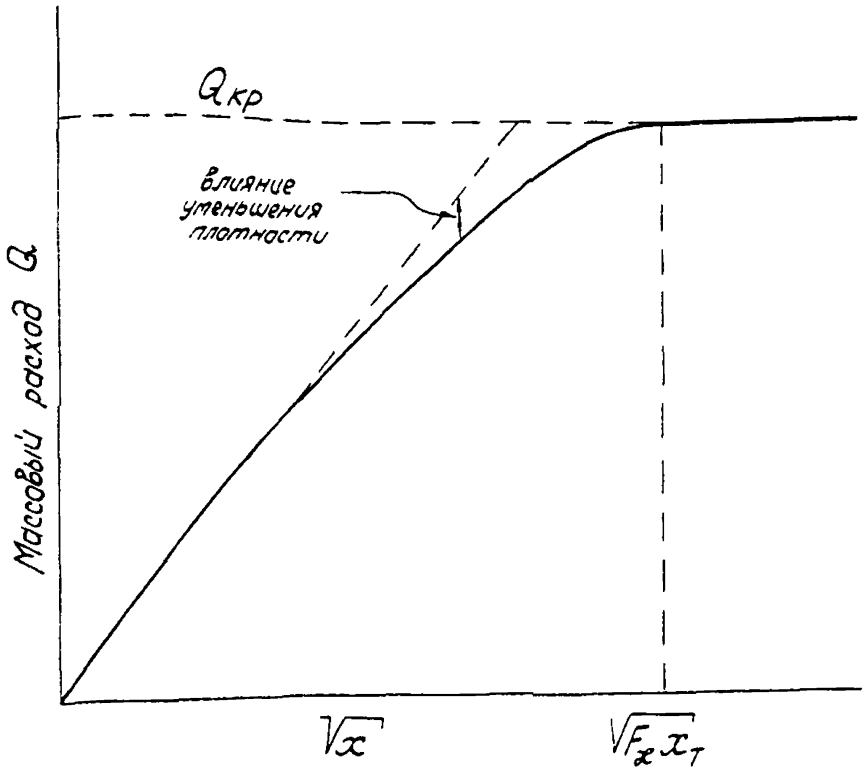


Рис. 5. Массовый расход газа или пара через регулирующий орган Q в зависимости от квадратного корня из относительного перепада давления $x = \frac{\Delta P}{P_1}$.

расходом и перепадом давления для газов и паров при их турбулентном движении через орган соблюдается 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

$$Q = 31{,}6\,\varepsilon F_p K_v \sqrt{x P_1 \rho}, \quad кг/ч \qquad (83)$$

где ε – 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;

$x = \frac{\Delta P}{P_1}$ – относительный перепад давления;

P_1 – абсолютное давление перед регулирующим органом;

ΔP – перепад давления, кгс/см^2;

ρ – плотность газа или пара перед регулирующим органом (в рабочих условиях), кг/м^3.

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

Поправка на изменение плотности ε определяется по уравнению

$$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_\varkappa x_T}, \quad 1 \geqslant \varepsilon \geqslant 0{,}67 \qquad (84)$$

где x – относительный перепад давления на регулирующем органе;

x_T – критический относительный перепад давления для выбираемого регулирующего органа;

$F_\varkappa$ – поправка на показатель адиабаты газа или пара.

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

Поправка на показатель адиабаты газа или пара определяется по формуле

$$F_\varkappa = \frac{\varkappa}{1{,}40}, \qquad (85)$$

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

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

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_P^2}\left[1 + \frac{x_T \zeta_{6x}}{0{,}00241}\left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1}, \qquad (86)$$

где F_P - поправка на влияние переходных патрубков;

ζ_{6x} - коэффициент сопротивления входного патрубка, определяемый по формуле (59) или по графику приложения 7;

K_v - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ I4691-69;

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

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

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} \leq F_\varkappa x_T, \qquad (87)$$

так-как при

$$x > F_\varkappa x_T \qquad (88)$$

имеет место критическое движение и расход через регулирующий орган при $P_1 = Const$ не зависит от ΔP . Поэтому во всех случаях, когда имеет место условие (88) вместо x в уравнение (83) следует

подставлять $x = F_{эк} x_т$ или, если регулирующий орган установлен через конические патрубки, $x = F_{эк} x_{тр}$.

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 I0 (с учетом поправки на расширение ε).

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

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mu} \left(\varepsilon F_э F_р K_v\right)^{3/2}, \quad м^3/ч \qquad (89)$$

где ε - поправка на расширение.

Остальные обозначения см. уравнение (80). Сводка уравнений для расчета регулирующих органов, управляющих потоками газа или пара приведена в приложении I6.

Для управления потоками газа низкого давления применяются нестандартизированные заслоночные органы (поворотные заслонки). Пропускные способности некоторых видов нестандартизированных заслоночных органов могут быть определены по приложению I7.

I2. 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 неизменным.

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 I0. 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.

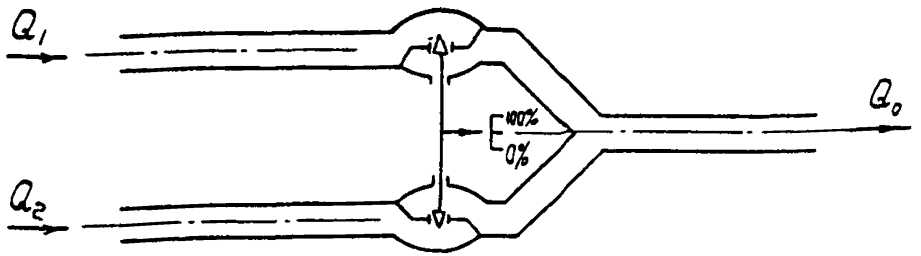


Рис. 6. Схема смесительного регулирующего трехходового органа

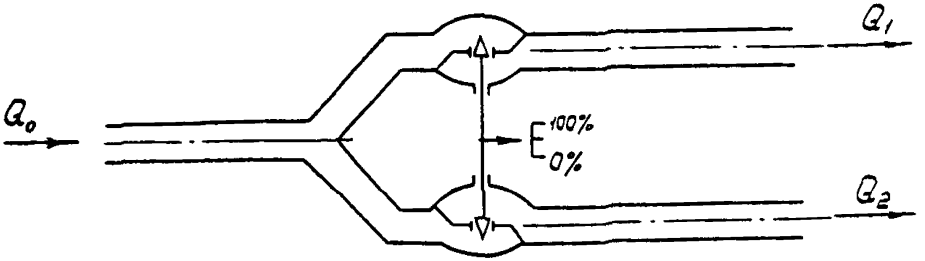


Рис. 7. Схема распределительного регулирующего трехходового органа

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	РМ4-163-77	Лист 54

Формат 11

Копировал

Инв. № подл. 984-725 | Подп. и дата 11/04 78 | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

I3. ПРОПУСКНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

I3.I. 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.

I3.2. 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

$$K_v = \frac{K_{v100}}{K_{v0}} S, \qquad (90)$$

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

K_{v0} – начальная (в момент открытия) пропускная способность.

I3.3. 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:

$$K_v = K_{vm}\left(\frac{K_{v100}}{K_{vm}}\right)^{\frac{S}{S_{100}}}, \qquad (9I)$$

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

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

S_{100} – полный ход затвора;

S – ход затвора (текущее значение).

I3.4. 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 управления периодическими или циклическими процессами, когда необходимо быстрое перемещение затвора из положения "открыто" в положение "закрыто" или обратно.

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дат

I3.5. 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 $\frac{\Delta P}{\Delta P_c} \geqslant 0{,}25$	Пропускная характеристика при $0{,}05 < \frac{\Delta P}{\Delta P_c} < 0{,}25$
Регулирование расхода газа или жидкости:		
расход измеряется сужающим устройством	с тарельчатым затвором или линейная	линейная
расход измеряется ротаметром (или сужающим устройством и устройством извлечения квадратного корня)	линейная	равнопроцентная
Регулирование давления в емкости	линейная	равнопроцентная
Регулирование уровня в емкости	линейная	равнопроцентная

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

14. РЕКОМЕНДУЕМЫЙ ПОРЯДОК РАСЧЕТА

14.1. Исходные данные

Для расчета регулирующего органа необходимо нижеследующее:

— 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.);

— выявить режим движения среды через регулирующий орган (если это неизвестно) и вид регулирующего органа;

— определить необходимую пропускную способность регулирующего органа.

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 выбираемого регулирующего органа можно определить положения 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).

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 3 этого стандарта приведены зависимости относительного расхода от относительного хода затвора. Пропускным характеристикам соответствуют кривые для $n=0$, где n - отношение условной пропускной способности регулирующего органа к пропускной способности трубопровода.

В частном случае, когда располагаемый напор $\Delta P_c = Const$, 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 лишь в случае наличия достаточно достоверных исходных данных.

I6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА РЕГУЛИРУЮЩЕМ ОРГАНЕ

Данные для расчета

1. Наименование протекающей среды – водяной пар
2. Максимальный расход пара Q = I0000 кг/ч
3. Абсолютное давление пара в магистрали P_0 = 5 кгс/см^2
4. Абсолютное давление в деаэраторе $P_к$ = I,2 кгс/см^2
5. Температура пара t = 2I0°С
6. Удельный объем пара при P_0 и t v = 0,4433 м^3/кг
7. Динамическая вязкость при P_0 и t μ = I,68·I0^{-6} кгс·с/м^2
8. Внутренний диаметр паропровода D = 250 мм

Дополнительные данные см.рис.8

Расчет

I. Определим число Рейнольдса потока при максимальном расходе

$$Re_D = 36{,}1\cdot10^{-3}\frac{Q}{D\mu} = \frac{36{,}1\cdot10^{-3}\cdot10000}{250\cdot1{,}68\cdot10^{-6}} = 8{,}6\cdot10^5$$

2. Найдем условие гидравлической гладкости паропровода (приложение 6)

$$Re_D < 27\left(\frac{2r}{n_1}\right)^{8/7}$$

r = I25 мм; n_1 = 0,I мм

$$27\left(\frac{250}{0{,}1}\right)^{8/7} = 2\cdot10^5$$

Условие гидравлической гладкости не соблюдено.

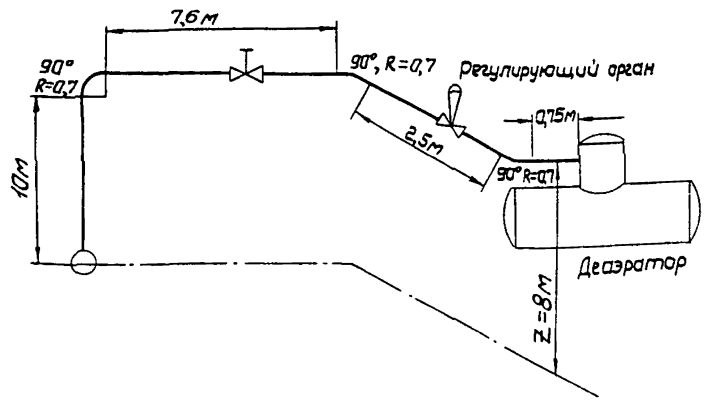


Рис. 8. Гидравлическая цепь системы регулирования давления в деаэраторе

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

$$\frac{D}{n_1} = \frac{250}{0,1} = 2500;$$

$$\lambda = 0,016.$$

4. Суммарная длина паропровода (рис.8)

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

5. Средняя скорость в паропроводе при максимальном расходе Q = 10000 кг/ч 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 кг/ч

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

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

7. Определим потери давления в местных сопротивлениях трубопровода при Q = 10000 кг/ч

$$\Delta P_м = \left(\zeta_{вход} + \zeta_{выход} + 3\zeta_{90^\circ} + \zeta_{задв}\right) \frac{V^2}{2gv},$$

$\zeta_{вход} = 0,5$
$\zeta_{выход} = 1,0$ } по приложению 3
$\zeta_{90^\circ} = 0,66$

$\zeta_{задв} = 0,08$ по приложению 4

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

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

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

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

9. Определим располагаемый напор гидравлической цепи

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

10. Определим перепад давления на регулирующем органе при $Q =$ 10000 кг/ч

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

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.

I7. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ (ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

I. Наименование протекающей среды	рассол
2. Максимальный расход	$Q = 340$ м^3/ч
3. Плотность жидкости	$\rho = 1{,}2$ г/см^3
4. Давление перед регулирующим органом	$P_1 = 5{,}3$ $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$
5. Давление после регулирующего органа	$P_2 = 4{,}6$ кгс/см^2
6. Диаметр трубопровода	$D = 200$ мм

Расчет

I. 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 $K_{vy} = 630$ и $D_y = d = 150$ мм

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{630}{150^2} = 2{,}8\times10^{-2};$$

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

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 I,2, найдем

$$K_v = 1{,}2\times474 = 568.$$

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

I8. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ (ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

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

Расчет

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

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

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

$$Q = 21{,}7\,\frac{\Delta P}{\mu}\,(F_э F_p K_v)^{3/2};$$

$$(F_p K_v)_л = \frac{1}{F_э}\left(\frac{11 \times 20000}{21{,}7 \times 1{,}4}\right)^{2/3} = \frac{80{,}6}{F_э}.$$

3. Определим отношение найденных величин

$$\frac{K_{vт}}{K_{vл}} = \frac{8{,}8\,F_э}{80{,}6} = 0{,}11\,F_э.$$

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

движение жидкости через регулирующий орган. Задавшись заслоночным регулирующим органом, имеющим при открытии 60° условную пропускную способность K_{vy}= I60 и $D_y = d$ = 80 мм по таблице приложения 9 найдем

$$F_э = 0{,}92 \quad \text{и} \quad \frac{K_v}{d^2} = 2{,}3\text{x}10^{-2}.$$

Следовательно

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

Фактическое значение $\frac{K_v}{d^2} = \frac{I60}{80^2} = 2{,}5\text{x}10^{-2}$, т.е. близко к табличному $2{,}3\text{x}10^{-2}$.

4. По приложению 8 найдем поправку на влияние переходных патрубков

$$\frac{d}{D} = \frac{80}{I50} = 0{,}53;$$

$$F_p = 0{,}88.$$

То же значение F_p можно получить по формуле (34)

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

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

$$= I{,}5\left[I - \left(\frac{80}{I50}\right)^2\right]^2 = 0{,}767.$$

$$F_p = \frac{I}{\sqrt{I + \frac{0{,}767\text{x}I60^2}{0{,}00I6\text{x}80^4}}} = 0{,}88.$$

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

5. Определим необходимую величину K_v

$$K_v = \frac{(F_p K_v)}{F_p} = \frac{87{,}6}{0{,}88} = 99{,}5 \cong I00.$$

Приняв коэффициент запаса I,2, найдем

$$K_v = I,2 \times I00 = I20.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий при открытии 60^0 условную пропускную способность $K_{vy} = I60$ и $D_y = 80$ мм.

I9. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ (ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

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

Расчет

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

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

$$(F_p K_v)_т = \frac{40\sqrt{1{,}10}}{\sqrt{0{,}8}} = 47.$$

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

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

$$(F_p K_v)_л = \frac{1}{F_э}\left(\frac{Q\mu}{217\,\Delta P}\right)^{2/3},$$

$$(F_p K_v)_л = \frac{1}{F_э}\left(\frac{40\cdot 2000}{217\cdot 0{,}8}\right)^{2/3} = \frac{59{,}7}{F_э}.$$

3. Определим отношение найденных величин

$$\frac{K_{vт}}{K_{vл}} = \frac{47\cdot F_э}{59{,}7} = 0{,}788\,F_э.$$

Задавшись заслоночным регулирующим органом открытым на 60^0 и имеющим условную пропускную способность K_{vy} = 100 и $D = d$ = 65мм, по приложению 9 найдем $F_э$ = 0,92. Тогда

$$\frac{K_{vт}}{K_{vл}} = 0{,}788 \times 0{,}92 = 0{,}725.$$

Так как условие

$$0{,}46 < \frac{K_{vт}}{K_{vл}} < 20$$

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 $F_p K_v$ для переходного режима движения жидкости через регулирующий орган

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

6. По приложению 8 найдем поправку на влияние переходных патрубков

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

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

$$F_p = 0{,}92.$$

7. Определим необходимую величину K_v

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

8. Принять коэффициент запаса I,2, найдем

$$K_v = I,2x85 = I02.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий при открытии 60° условную пропускную способность $K_{vy} = I00$ и $D_y = 65$ мм.

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

Данные для расчета

I. Наименование протекающей среды	вода
2. Максимальный расход	Q = I7 м³/ч
3. Температура воды	t = I64°C
4. Давление перед регулирующим органом	P_1 = 8,I кгс/см²
5. Давление после регулирующего органа	P_2 = 5,6 кгс/см²
6. Давление насыщенного пара	$P_{нп}$ = 7,0 кгс/см²
7. Критическое давление	$P_{кр}$ = 225,6 кгс/см²
8. Плотность воды	ρ = 0,9042 г/см³
9. Диаметр трубопровода	D = 40 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_L = 0,85, определим перепады давления, соответствующие началу кавитации и вскипанию

$$\Delta P_{кав} = K_c (P_1 - P_{нп}) =$$

$$= 0{,}70\ (8{,}I - 7{,}0) = 0{,}77\ кгс/см^2 < P_1 - P_2.$$

$$\Delta P_{кр} = F_L^2 (P_1 - F_F P_{нп})$$

Поправочный коэффициент F_F по приложению I0 равен

$$\frac{P_{нп}}{P_{кр}} = \frac{7{,}0}{225{,}6} = 0{,}03II;$$

$$F_F = 0{,}925;$$

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

Так как $P_1 - P_2 = 2{,}5\ кгс/см^2 > 1{,}15\ кгс/см^2$, 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 $F_{Lp} K_v$

$$F_p K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F P_{нп}}} =$$

$$= 17 \sqrt{\frac{0{,}904}{8{,}1-0{,}925 \times 7}} = 12{,}8.$$

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

Определим необходимую пропускную способность

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

Приняв коэффициент запаса 1,2 найдем

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

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

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

Данные для расчета

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

Расчет

1. Определим относительный перепад давления

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

2. Определим поправку на показатель адиабаты

$$F_\varkappa = \frac{\varkappa}{1{,}40} = \frac{1{,}14}{1{,}40} = 0{,}81.$$

3. Задавшись двухседельным регулирующим органом с пробковым затвором, по приложению 9 найдем его относительный критический перепад давления $x_T = 0{,}70$.

4. Определим режим движения газа через регулирующий орган

$$F_\varkappa x_T = 0{,}81 \times 0{,}70 = 0{,}568 > x = 0{,}525.$$

Так как имеет место условие $x < F_\varkappa x_T$, то движение газа через регулирующий орган турбулентное некритическое.

5. Определим поправку на изменение плотности ε

$$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_\varkappa x_T} = 1 - \frac{0{,}525}{3 \times 568 \cdot 10^{-3}} = 0{,}69.$$

6. Определим произведение $F_p K_v$

$$F_p K_v = \frac{Q}{31{,}6\varepsilon\sqrt{x P_1 \rho}} =$$

$$= \frac{9000}{31{,}6 \times 0{,}69 \times \sqrt{0{,}525 \times 8 \times 45{,}1}} = 30.$$

7. Зададимся регулирующим органом, имеющим K_{vy}=40 и $D_y = d$ =50мм

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_{vy} = 40 и D_y =50 мм

Так как существуют двухседельные регулирующие органы, имеющие K_{vy}= 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

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

$$\zeta_{вх} = \zeta_1 + \zeta_{в1} = 0{,}66 \text{ (по приложению 7)}$$

$$x_{тр} = \frac{0,70}{0,97^2}\left[1 + \frac{0,70 \times 0,66}{0,00241}\left(\frac{40}{40^2}\right)^2\right]^{-1} = 0,665.$$

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

$$F_{\text{ж}} x_{тр} = 0,81 \times 0,665 = 0,54 > = 0,525$$

(движение некритическое турбулентное).

11. Определим новую поправку на изменение плотности

$$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_{\text{ж}} x_{тр}} = 1 - \frac{0,525}{3 \times 0,54} = 0,676.$$

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

$$K_v = \frac{Q}{31,6\,\varepsilon F_p \sqrt{x P_1 \rho}} =$$

$$= \frac{9000}{31,6 \times 0,676 \times 0,97 \sqrt{0,525 \times 8 \times 45,1}} = 31,5.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

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

Расчет показывает, что регулирующий орган, имеющий K_{vy}=40 и D_y=40 мм также может быть использован в данном случае.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

РМ4-163-77

Лист 76

Копировал

Формат 11

Инв. № подл. 234-728 | Подп. и дата 11/04 77 | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дат.

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

Данные для расчета

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

Расчет

1. Определим плотность газа в рабочих условиях

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

2. Определим относительный перепад давления

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

3. Определим поправку на показатель адиабаты

$$F_\varkappa = \frac{\varkappa}{1{,}40} = \frac{1{,}25}{1{,}40} = 0{,}89.$$

4. Задавшись заслоночным регулирующим органом, открытым на 60°, по приложению 9 найдем его относительный критический перепад давления $x_т = 0{,}38$.

5. Определим режим движения газа через регулирующий орган

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

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

6. Определим поправку на изменение плотности ε

$$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_{\varkappa} x_T} = 1 - \frac{0{,}43}{3 \times 0{,}34} = 0{,}58.$$

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

7. Определим произведение $F_p K_v$

$$F_p K_v = \frac{Q}{31{,}6\,\varepsilon_{кр}\sqrt{(F_{\varkappa} x_T) \cdot P_1 \rho}} =$$

$$= \frac{84000}{31{,}6 \times 0{,}67 \times \sqrt{0{,}34 \times 2{,}1 \times 3{,}86}} = 2380.$$

8. Зададимся заслоночным регулирующим органом, имеющим в открытом на 60° положении $K_{vy} = 3600$ 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

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

$$\zeta_{вх} = \zeta_1 + \zeta_{в1} = 0{,}66 \text{ (по приложению 7)}$$

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

Так как практически $\chi_{тр} = \chi_{т} = 0{,}38$, то дальнейший расчет для определения уточненного значения K_v некужен.

Приняв коэффициент запаса I,2, найдем

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

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий в открытом на 60° положении $K_{vy} = 3600$ и $D_y = 400$ мм.

Приложение 1

Соотношения между различными единицами измерения

Соотношения между единицами давления

Единица	Па	бар	мм вод. ст.	мм рт. ст.	$\frac{кгс}{см^2}$
Па	1	10^{-5}	0,102	$7{,}5024\cdot10^{-3}$	$1{,}02\cdot10^{-5}$
бар	10^5	1	$1{,}02\cdot10^4$	$7{,}5024\cdot10^2$	1,02
мм вод. ст.	9,8067	$9{,}8067\cdot10^{-5}$	1	$7{,}35\cdot10^{-2}$	10^{-4}
мм рт. ст.	$1{,}33\cdot10^2$	$1{,}33\cdot10^{-3}$	13,6	1	$1{,}36\cdot10^{-3}$
$кгс/см^2$	$9{,}8067\cdot10^4$	0,98067	10^4	$7{,}35\cdot10^2$	1

Соотношения между единицами кинематической вязкости

Единица	$м^2/с$	Ст	сСт	$м^2/ч$	ft^2/s
$м^2/с$	1	10^4	10^6	3600	10,76
Ст	10^{-4}	1	100	0,36	$1{,}076\cdot10^{-3}$
сСт	10^{-6}	0,01	1	$3{,}6\cdot10^{-3}$	$1{,}076\cdot10^{-5}$
$м^2/ч$	$2{,}778\cdot10^{-4}$	2,778	277,8	1	$2{,}99\cdot10^{-3}$
ft^2/s	$9{,}29\cdot10^{-2}$	929	$9{,}29\cdot10^4$	334,5	1

Соотношения между единицами динамической вязкости

Единица	Паскаль-секунда	пуаз	$кгс\cdot с/м^2$	$lbf\cdot s/ft^2$
Паскаль-секунда	1	10	0,102	$2{,}09\cdot10^{-2}$
Пуаз	0,1	1	$1{,}02\cdot10^{-2}$	$2{,}09\cdot10^{-6}$
$кгс\cdot с/м^2$	9,81	98,1	1	0,205
$lbf\cdot s/ft^2$	47,88	478,8	4,88	1

Пересчет вязкости в градусах Энглера в $м^2/сек$ можно произвести по формуле

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	РМ4-163-77	Лист 80

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

Копировал

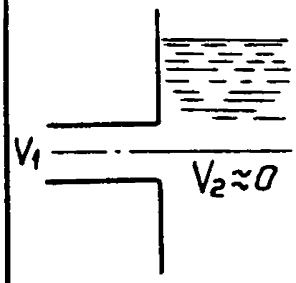
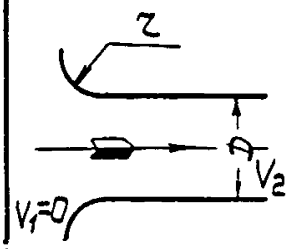
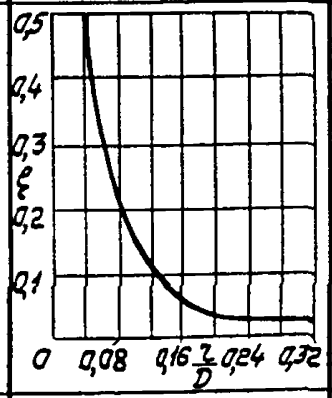
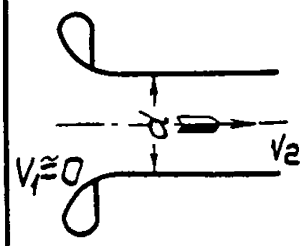
Формат 11

Формулы пересчета объема и плотности газов

Формула	Входящие в формулу величины: Обозначение	Наименование	Примечание
$V_0 = \frac{P_1 T_н}{K P_н T_1} V_1$	$V_н$	Объем газа при давлении и температуре, принятых за нормальные	1. Величины $P_н$, P_1 и $T_н$, T_1 должны иметь, соответственно, одинаковую размерность 2. Абсолютное давление равно сумме избыточного и атмосферного давлений 3. К коэффициент сжимаемости газа равен отношению объемного веса газа при P_1 T_1, подсчитанного по законам идеального газа, к реальному удельному весу газа при $P_1 T_1$, $K = \frac{\rho_{ид}}{\rho_1}$
	V_1	Объем газа при рабочих давлении и температуре	
	$\rho_н$	Плотность газа при давлении и температуре, принятых за нормальные	
$V_1 = \frac{K P_н T_1}{P_1 T_н} V_н$	ρ_1	Плотность газа при рабочих давлении и температуре	
	$P_н$ 1) 2)	Абсолютное давление, принятое за нормальное	
$\rho_н = \frac{K P_н T_1}{P_1 T_н} \rho_1$	P_1 1) 2)	Абсолютное рабочее давление	
	$T_н$ 1)	Абсолютная температура, принятая за нормальную	
$\rho_1 = \frac{P_1 T_н}{K P_н T_1} \rho_н$	T_1 1)	Абсолютная рабочая температура	
	K 3)	Отнесенный к $P_н$ коэффициент сжимаемости газа при рабочих давлении и температуре	

Приложение 3

Коэффициент сопротивления ξ некоторых местных сопротивлений

Наименование сопротивления	Изображение	Коэффициент сопротивления, ξ	К какой скорости отнесен ξ	Примечание
Выход из трубы в резервуар больших размеров		$\xi = 1{,}0$	V_1	
Вход в трубу (входная кромка скруглена) радиусом r)			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 № Р 26002 „Расчет сужающих устройств расходомеров"	—	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

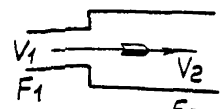
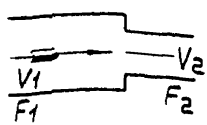
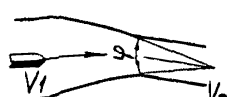
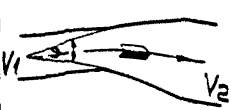
РМ4-163-77

Лист 82

Инв. № подл. 224 725 | Подп. и дата 11/04 78 | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

Копировал

Формат 11

Наименование сопротивления	Изображение сопротивления	Коэффициент сопротивления, ζ_c	К какой скорости отнесен ζ_c	Примечание
Внезапное расширение		$\zeta_c=\left(\frac{F_2}{F_1}-1\right)^2$; F_2/F_1 / ζ_c: 10 / 81; 9 / 64; 8 / 49; 7 / 36; 6 / 25; 5 / 16; 4 / 9; 3 / 4; 2 / 1; 1 / 0	V_2	
Внезапное сужение		$\zeta_c=0{,}5\left(1-\frac{F_2}{F_1}\right)$; F_2/F_1 / ζ_c: 0,00 / 0,5; 0,10 / 0,45; 0,20 / 0,40; 0,40 / 0,30; 0,60 / 0,20; 0,80 / 0,10; 1,00 / 0,00	V_2	
Конические переходы: Конфузор		φ / ζ_c: 7° / 0,16; 10° / 0,16; 15° / 0,18; 20° / 0,20; 25° / 0,22; 30° / 0,24; 35° / 0,26; 40° / 0,28; 45° / 0,30; 50° / 0,31; 55° / 0,31; 60° / 0,32; 65° / 0,33; 70° / 0,34; 75° / 0,34; 80° / 0,35; 85° / 0,36	V_2	
Конические переходы: Диффузор		φ / ζ_c: 7° / 0,22; 10° / 0,46; 15° / 0,54; 20° / 0,60; 25° / 0,67; 30° / 0,73; 35° / 0,79; 40° / 0,84; 45° / 0,88; 50° / 0,91; 55° / 0,91; 60° / 0,91; 65° / 0,91; 70° / 0,91; 75° / 0,91; 80° / 0,91; 85° / 0,91	V_1	

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дат.
234-725	11.04 78 г.			

Альбом VI

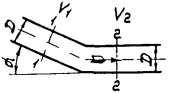
Инв. № подл. | Подп. | Дата

Копировал

РМ4-163-77

Формат А1

Лист 84

Наименование сопротивления		Изображение сопротивления	Коэффициент сопротивления, ζ	К какой скорости отнесен ζ	Примечание
Резкий поворот трубы на угол α	Круглая труба			$V_1 = V_2$	
	Прямоугольная труба				
Плавный поворот трубы на угол α	Круглая труба			$V_1 = V_2$	

α	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
ζ	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10

α	15°	30°	45°	60°	90°
ζ	0,025	0,11	0,26	0,49	1,20

$\zeta = F(\alpha) \cdot \zeta''$

где ζ см. табл 1, а $F(\alpha)$ см. табл 2

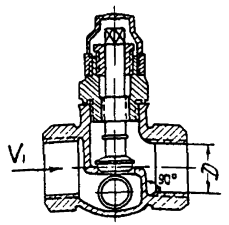
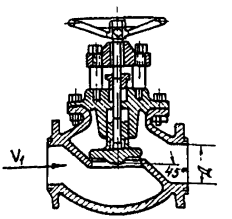
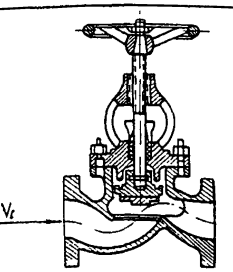
Таблица 1

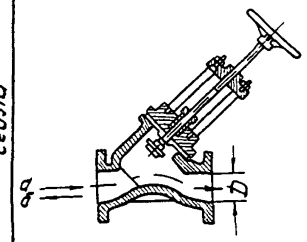
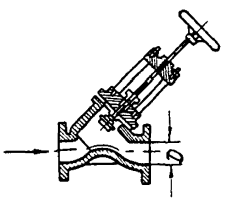
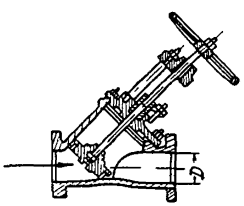
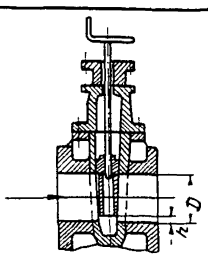
R/D	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	15
ζ max	1,10	0,85	0,70	0,66	0,63	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
ζ сред	0,84	0,60	0,48	0,36	0,30	0,28	0,32	0,35	0,38	0,41	0,43	0,46

Таблица 2

α	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 ζ полностью открытой арматуры

Наименование	Изображение	Коэффициент сопротивления ζ	Примечание
Вентиль стандартный с вертикальными дели-тельными стенками		$D_{мм}$: 13, 20, 25, 30, 40, 50 ζ: 14,9, 10,5, 9,3, 8,6, 7,6, 6,9	
Вентиль стандартный с делительными стенками под углом 45°		$D_{мм}$: 13, 20, 40, 80, 100 ζ: 10,8, 8,0, 4,9, 4,0, 4,1 $D_{мм}$: 150, 200, 250, 300, 350 ζ: 4,4, 4,7, 5,1, 5,4, 5,5	
Вентиль „Рей"		$\zeta = 3,4$	

Наименование	Изображение	Коэффициент сопротивления, ξ	Примечание
Вентиль „Косва" с полным сечением седла			
Вентиль „Косва" с суженным на 30% сечением седла			
Вентиль прямоточный			$Re \geq 1\,10^4$
Задвижка типа „Лудло" в цилиндрической трубе			

D	ξ (течение по стрелке а)	ξ (течение по стрелке б)
1"	1,8	1,7
1 1/4"	2,0	1,9
1 1/2"	1,7	1,6

D, мм	ξ
60	2,7
80	2,4
100	2,2
150	1,86
200	1,65
250	1,5
300	1,4
350	1,3

D, мм	ξ
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

D, мм	ξ
50	0,47
76	0,27
100	0,18
150	0,08

Подп. и дат.

Взам. инв. №

Инв. № подл.

Подп. и дат.

284-725 11/04 78 г.

Приложение 5

Сводная таблица формул для определения числа Рейнольдса потока

Формула	Величины, входящие в формулу		
	обозначение	Единицы измерения	Наименование
$Re_д = 0{,}354 \frac{Q}{Dv}$	μ	кгс·с/м²	Динамическая вязкость
	ν	м²/с	Кинематическая вязкость
	Q_0	м³/ч	Объемный часовой расход
$Re_д = 0{,}354 \frac{G}{\rho Dv}$	$Q_н$	Нм³/ч	То же
	G	кг/ч	Массовый расход
$Re_д = 0{,}0361 \frac{Q\rho}{D\mu}$	ρ	кг·с²/м⁴	Плотность
$Re_д = 0{,}0361 \frac{Q_н \rho_н}{D\mu}$	$\rho_н$	кг·с²/нм⁴	Объемный вес в нормальных условиях
$Re_д = 0{,}0361 \frac{G}{D\mu}$	D	мм	Внутренний диаметр трубы
$Re_д = 3540 \frac{Q}{D\nu}$	ν	см²/с (Ст)	Кинематическая вязкость
	Q	м³/ч	Объемный часовой расход
$Re_д = 3540 \frac{G}{D\nu\rho}$	G	кг/ч	весовой часовой расход
	ρ	кг·с²/м⁴	Плотность
	D	мм	Внутренний диаметр трубы
$Re_д = 1270 \frac{G}{D\mu}$	μ	кгс·с/м²	Динамическая вязкость
	Q	м³/ч	Объемный часовой расход
$Re_д = 1270 \frac{Q\rho}{D\mu}$	$Q_н$	Нм³/ч	То же
	G	кг/ч	Массовый часовой расход
	ρ	кг·с²/м⁴	Объемный вес
$Re_д = 1270 \frac{Q_н \rho_н}{D\mu}$	$\rho_н$	кг·с²/нм⁴	Плотность в нормальных условиях
	D	мм	Внутренний диаметр трубы
$Re_д = 354 \cdot 10^4 \frac{G}{D\mu}$	μ	мкПз	Динамическая вязкость
	Q_0	м³/ч	Объемный часовой расход
$Re_д = 354 \cdot 10^4 \frac{Q\rho}{D\mu}$	$Q_н$	Нм³/ч	То же
	G	кг/ч	весовой часовой расход
	ρ	кг·с²/м⁴	Объемный вес
$Re_д = 354 \cdot 10^4 \frac{Q_н \rho_н}{D\mu}$	$\rho_н$	кг·с²/нм⁴	Объемный вес в нормальных условиях
	D	мм	Внутренний диаметр трубы

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата
234-725	11/04 78 г.			

Приложение 6

Коэффициент трения λ круглых трубопроводов

Поток	Трубы	Область применения формулы	Формула
Ламинарный	Гладкие и шероховатые	$Re_D < 2320$	$\lambda = \frac{64}{Re_D}$;
Турбулентный	Гладкие и гидравлически 1) гладкие	$2320 < Re_D < 1 \cdot 10^5$	$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_D}}$ (уравнение Блазиуса)
		$1 \cdot 10^5 < Re_D < 1 \cdot 10^8$	$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re_D^{0,237}}$; (уравнение Никурадзе для гладких труб)
	Шероховатые	$Re_D > 2320$ См примечания 3–5	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = A + B \lg Re_D \sqrt{\lambda} + C \lg \omega$ (универсальное уравнение Никурадзе)

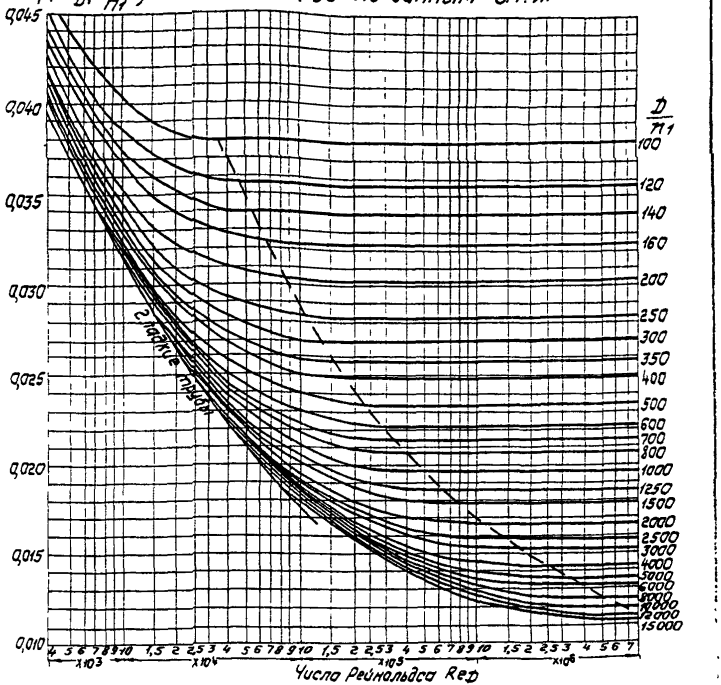
Примечания

1. Удовлетворяющие условию $Re_D < 27\left(\frac{2r}{\Pi}\right)^{8/7}$
2. Re_D - число Рейнольдса.
3. Коэффициенты универсального уравнения Никурадзе

Область применения	A	B	C
$7,1 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 20,1$	−0,80	+2,00	0,00
$20,1 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 40,0$	+0,33	+1,13	−0,87
$40,0 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 79,9$	+2,14	0,00	−2,00
$79,9 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 382,4$	+3,25	−0,588	−2,588
$382,4 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda}$	+1,74	0,00	−2,00

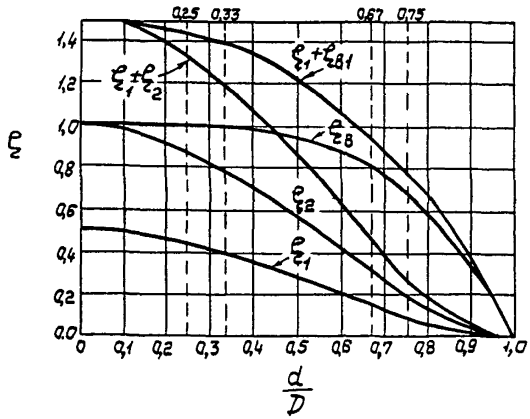
4. ω - относительная шероховатость (отношение высоты выступов шероховатости, n_1 к радиусу трубопровода r). Для цельнотянутых железных и стальных, а также оцинкованных труб высота выступов шероховатости 0,1 мм, для новых чугунных труб - 0,3 мм, для цельнотянутых стальных и железных труб после нескольких лет эксплуатации и при отсутствии особых источников загрязнения и внутренней коррозии - 0,2 мм, для железных и стальных труб, сильно загрязненных и подвергшихся значительной внутренней коррозии - от 0,5 до 2 мм.
5. Универсальное уравнение Никурадзе решается методом последовательных приближений

Коэффициенты трения „λ" круглых трубопроводов $\lambda = f(Re_D, \frac{D}{\Pi 1})$ стальных труб по данным В.Т.И.

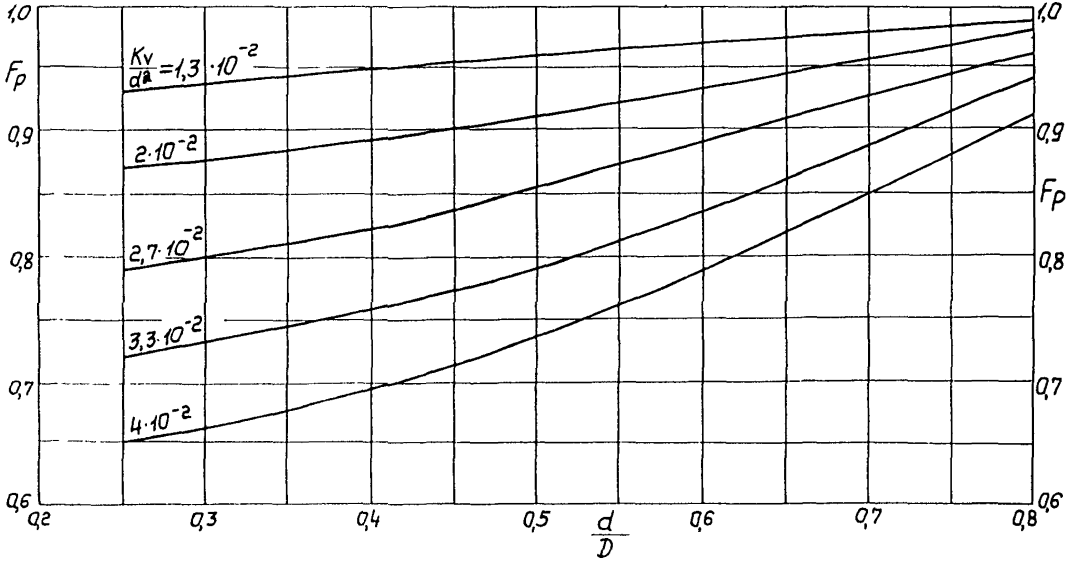


Наименование трубопровода	n, мм
Трубопроводы из новых труб, в том числе станционные паропроводы перегретого пара.	0,06
Теплофикационные паропроводы перегретого пара и водяные теплопроводы при наличии деаэрации и химчистки подпиточной воды	0,1
Паропроводы насыщенного пара и водяные теплопроводы при незначительных утечках воды (до 0,5%) и деаэрации подпитка	0,2
Паропроводы, работающие периодически (с простоями), и конденсатопроводы с открытой системой возврата конденсата	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от поршневых и турбокомпрессоров	0,8
Конденсатопроводы, работающие периодически, и водяные теплопроводы при отсутствии деаэрации и химочистки подпиточной воды и при больших утечках из сети (до 1,5÷3%).	1,0

Коэффициенты ζ и $\zeta_в$ для одинаковых конических переходных патрубков (внезапные расширения)



Поправка на влияние переходных патрубков Fp

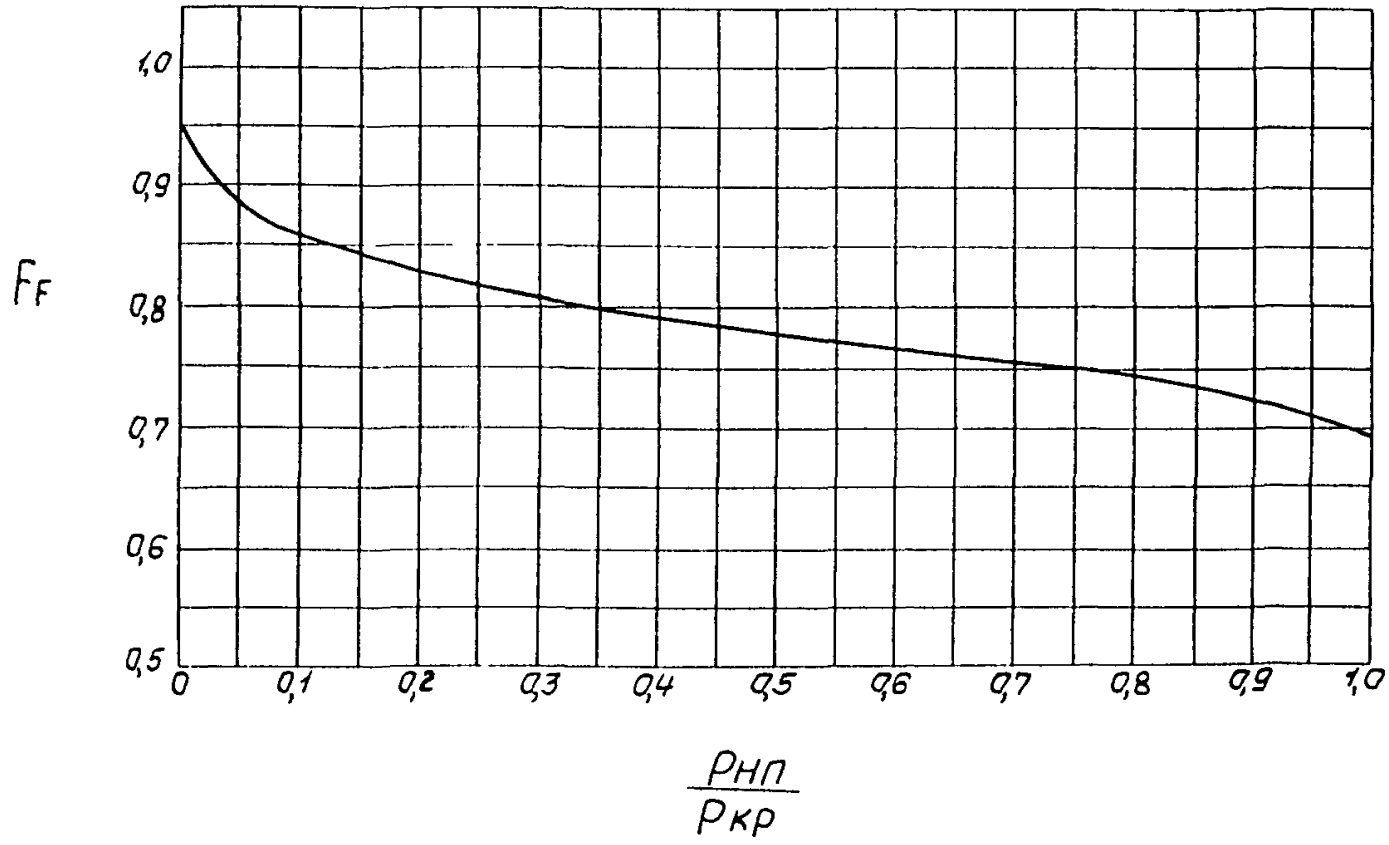


Ориентировочные значения коэффициентов для расчета регулирующих органов

Вид регулирующего органа	Направление потока	Установка в трубе D=d						Установка в трубе D=2d			
		K_V/d^2	F_L	$x_т$	F_d	$F_э$	K_c	K_V/D^2	F_{LP}	$x_{тр}$	$F_э$
Односедельный проходной: — с пробковым затвором;	под затвор	$1{,}5\cdot10^{-2}$	0,90	0,72	1,0	1,05	0,65	$0{,}36\cdot10^{-2}$	0,85	0,73	1,04
— с пробковым затвором;	на затвор	$1{,}5\cdot10^{-2}$	0,80	0,55	1,0	1,09	0,58	$0{,}36\cdot10^{-2}$	0,76	0,57	1,08
— с цилиндрическим затвором с профильными окнами	обд	$1{,}2\cdot10^{-2}$	0,90	0,75	1,5	1,38	—*)	$0{,}3\cdot10^{-2}$	0,86	0,75	1,36
Двухседельный проходной: — с пробковым затвором	—	$1{,}7\cdot10^{-2}$	0,85	0,70	0,71	0,85	0,70	$0{,}4\cdot10^{-2}$	0,79	0,71	0,84
— с цилиндрическим затвором с профильными окнами	—	$1{,}7\cdot10^{-2}$	0,90	0,75	0,71	0,84	—*)	$0{,}4\cdot10^{-2}$	0,83	0,75	0,83
Угловой полнопроходный с пробковым затвором	под затвор	$2{,}3\cdot10^{-2}$	0,90	0,72	1,0	1,08	0,64	$0{,}57\cdot10^{-2}$	0,78	0,73	1,04
	на затвор	$2{,}7\cdot10^{-2}$	0,80	0,65	1,0	1,12	0,53	$0{,}66\cdot10^{-2}$	0,69	0,68	1,08
Заслоночный, открытый на 60°	—	$2{,}3\cdot10^{-2}$	0,68	0,38	0,71	0,92	0,3	$0{,}56\cdot10^{-2}$	0,63	0,43	0,91
Заслоночный, открытый на 90°	—	$>4\cdot10^{-2}$	0,55	0,20	0,71	1,01	—*)	$>1\cdot10^{-2}$	0,45	0,33	0,97

*) сведения отсутствуют

Поправочный коэффициент F_F

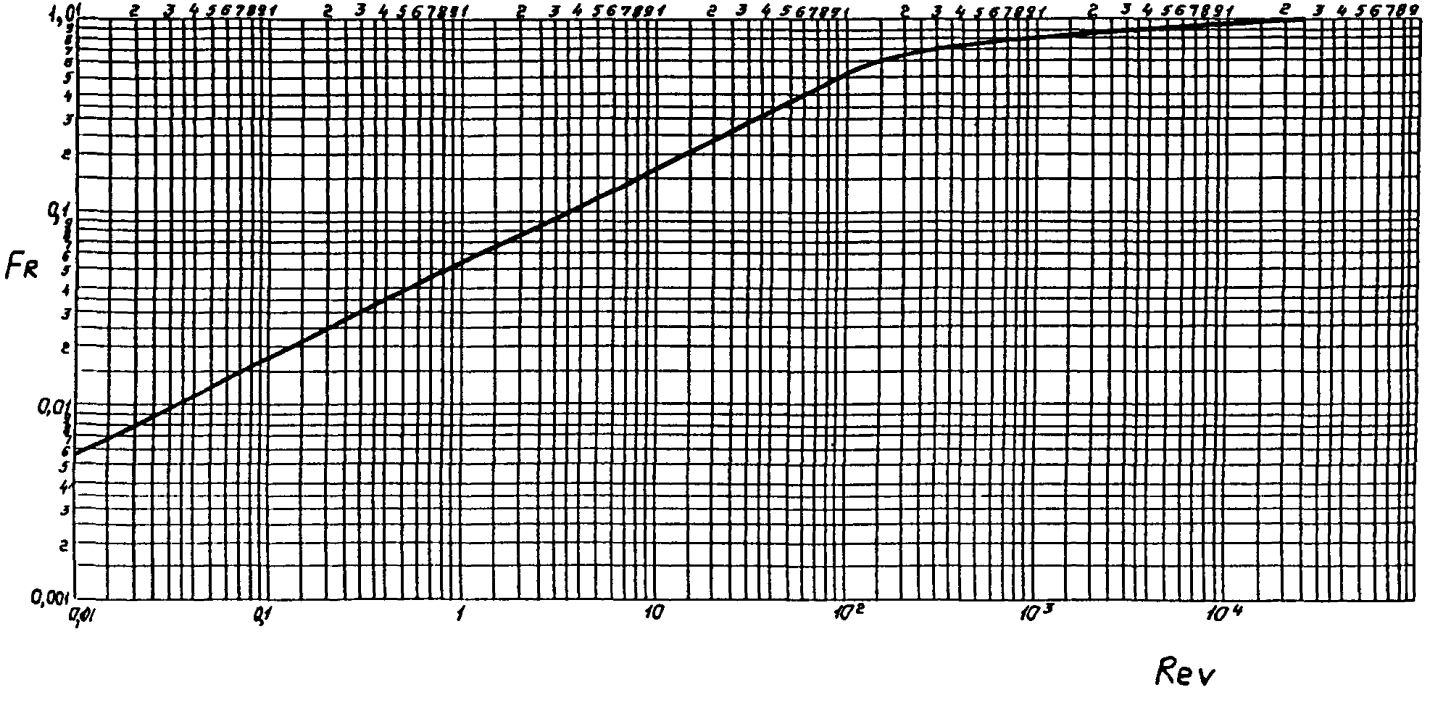


Копировал

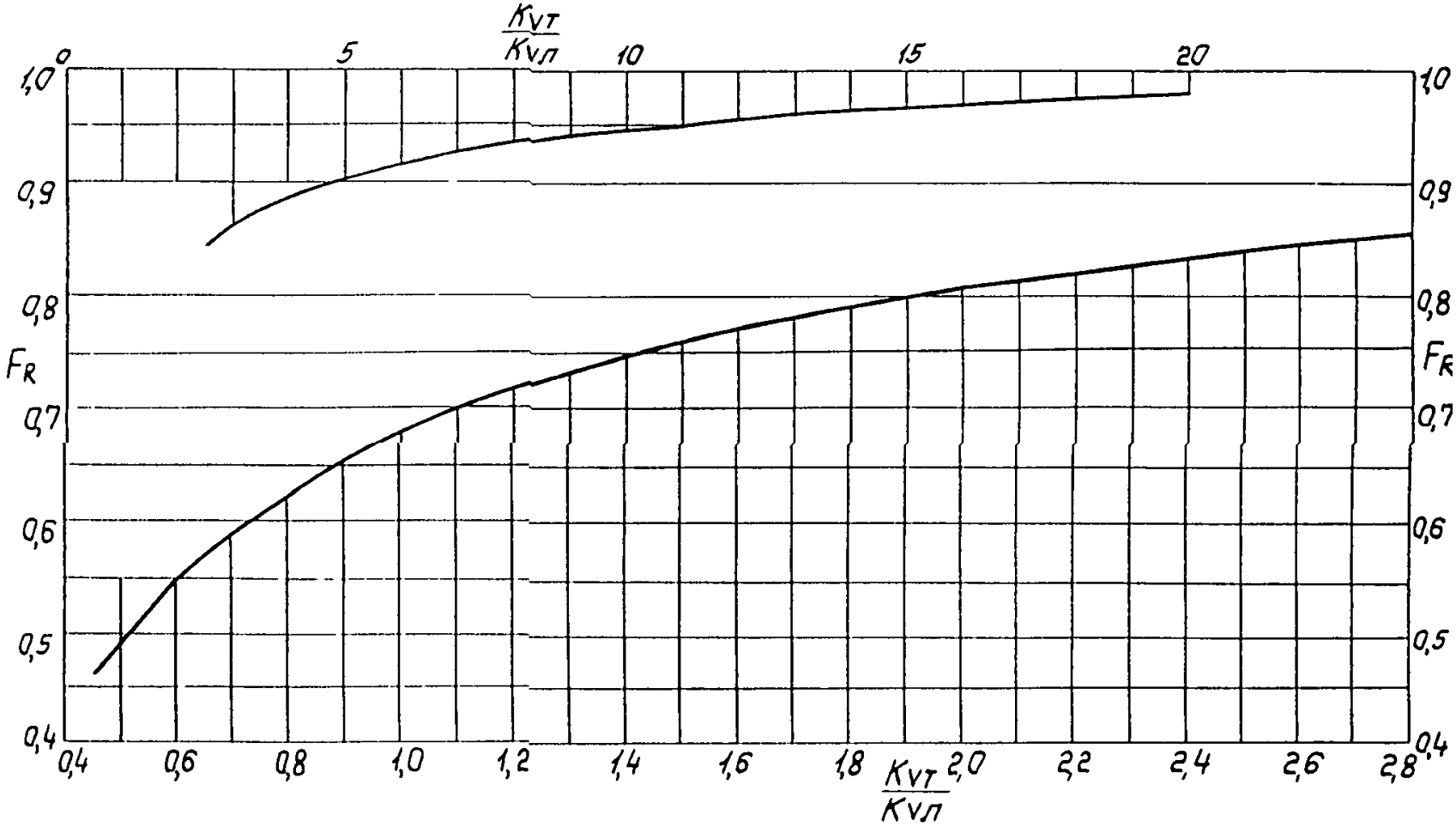
Формат А4

Приложение 11

Поправка на влияние вязкости Fr



Поправка на влияние вязкости F_R для переходного режима движения жидкости



Приложение 13

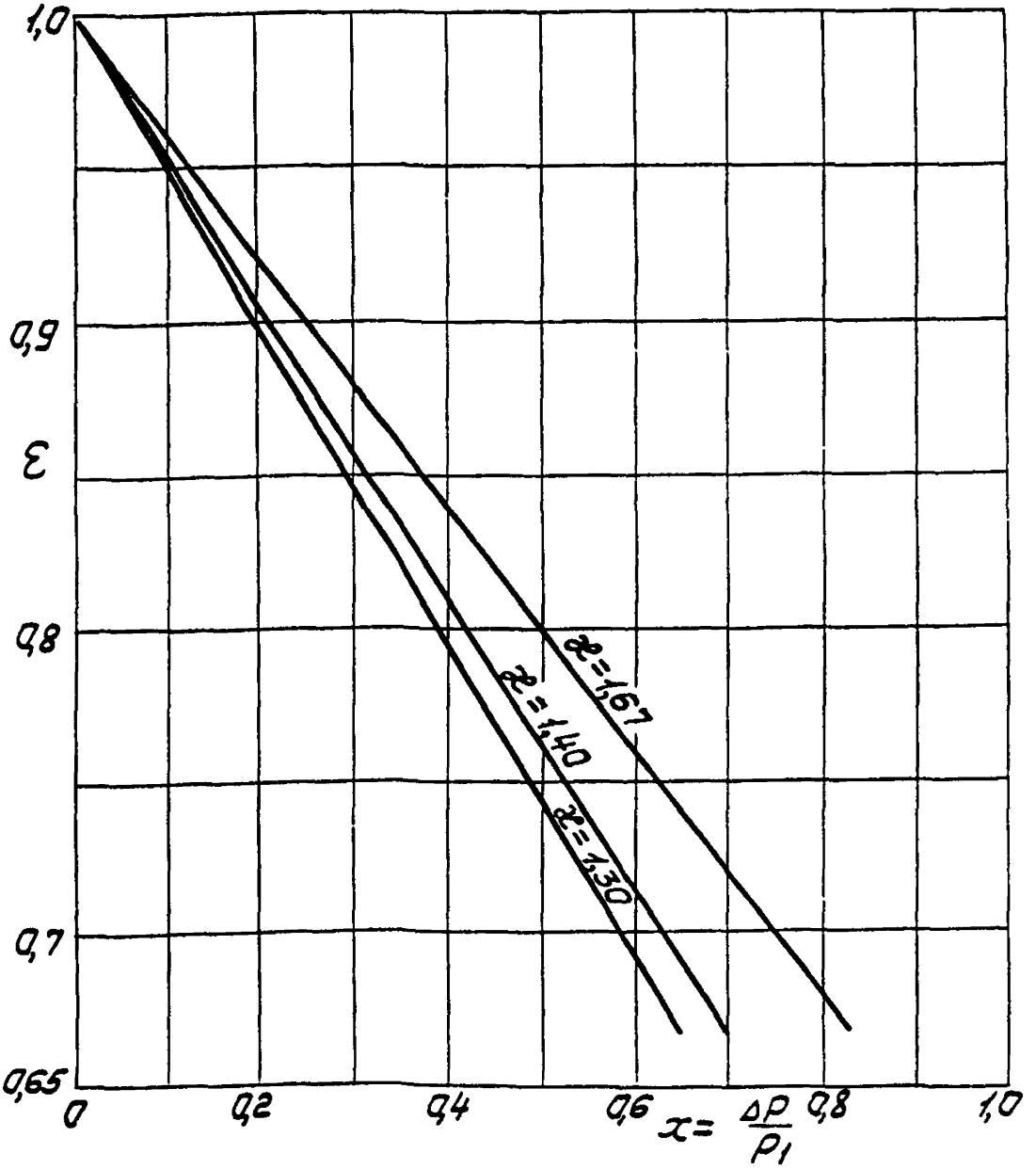
Уравнения для расчета регулирующих органов, управляющих потоками жидкости

Режим движения	Уравнение	Обозначения	Ед. изм.	Наименование
Турбулентное однофазное в квадратичной области, $\Delta P \geq K_c (P_1 - P_{нп})$	$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$	D	мм	Внутренний диаметр трубы
		F_d	—	Коэффициент формы
		F_F	—	Поправочный коэффициент
		F_L	—	Коэффициент восстановления давления жидкости
Кавитация и вскипание, $\Delta P > F_L^2 (P - F_F P_{нп})$	$Q = F_{Lp} K_v \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_{нп}}{\rho}}$	F_{Lp}	—	Коэффициент восстановления давления и влияния входного патрубка
		F_p	—	Поправка на влияние переходных патрубков
		F_R	—	Поправка на влияние вязкости
Ламинарный	$Q = 127 \frac{\Delta P}{\nu} (F_j F_p K_v)^{3/2}$, $F_j = \left(\frac{F_d F_p}{F_{Lp}}\right)^{1/3} \left[\frac{(K_v F_{Lp})^2}{0{,}0016 D^4} + 1\right]^{1/6}$	K_c	—	Коэффициент начала кавитации
		K_v	—	Пропускная способность
		P_1	кгс/см²	Абсолютное давление перед регулирующим органом
		$P_{нп}$	кгс/см²	Абсолютное давление насыщенных паров
Переходный	$Q = F_R F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$, F_R — см приложение 12	ΔP	кгс/см²	Перепад давления
		Q	м³/ч	Объемный расход
—	$Re_v = \frac{70700 Q F_d}{\sqrt{(F_{Lp} K_v)^3}} \left(\frac{F_{Lp}^2 K_v^2}{0{,}0016 D^4} + 1\right)^{1/4}$	Re_v	—	Числа Рейнольдса регулирующего органа
		ν	сП	Динамическая вязкость
		γ	сСт	Кинематическая вязкость
		ρ	г/см³	Плотность

Критический относительный перепад давления с учетом влияния переходных патрубков $x_{тр}$

$\frac{Kv}{d^2}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$					$2 \cdot 10^{-2}$					$2,7 \cdot 10^{-2}$				$3,3 \cdot 10^{-2}$				$4 \cdot 10^{-2}$		
$x_т$	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,40	0,50	0,60	0,70	0,20	0,30	0,40	0,50	0,15	0,20	0,25
$\frac{d}{D}$	$x_{тр}$					$x_{тр}$					$x_{тр}$				$x_{тр}$				$x_{тр}$		
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

Поправка на изменение плотности ε для двухседельных регулирующих органов с пробковым затвором ($x_т = 0,70$)



Значения показателя адиабаты æ

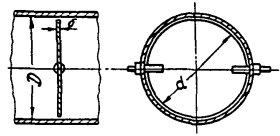
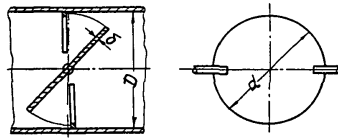
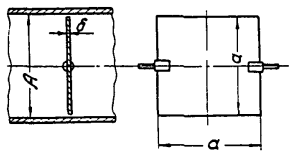
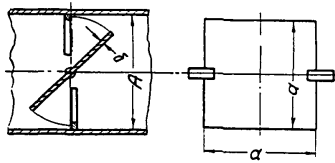
	æ
Одноатомный газ (He, Ne, Ar и другие инертные газы)	1,67
Двухатомные газ (воздух, O_2, H_2, N_2, CO, CL_2 и другие)	1,41
Трехатомный газ (перегретый водяной пар, CO_2 и др.)	1,31
Коксовый газ, газы, получаемые при сухой перегонке каменного угля, сланцев).	1,37

Уравнения для расчета регулирующих органов, управляющих потоками газа или пара

Режим движения	Уравнение	Обозначения	Ед. изм.	Наименование
Турбулентное, $x \le F_\varkappa x_T$	$Q = 31{,}6\,\varepsilon F_p K_v \sqrt{x P_1 \rho}$,	d	мм	Присоединительный диаметр регулирующего органа
		F_p	—	Поправка на влияние переходных патрубков
		$F_\varkappa$	—	Поправка на показатель адиабаты
Критическое, $x > F_\varkappa x_T$	$Q = 31{,}6\,\varepsilon_{кр} F_p K_v \sqrt{F_\varkappa x_T P_1 \rho}$	P_1	кгс/см²	Абсолютное давление перед регулирующим органом
		P_2	кгс/см²	Абсолютное давление после регулирующего органа
		ΔP	кгс/см²	Перепад давления
Переходный режим	$Q = 31{,}6\,\varepsilon F_R F_p K_v \sqrt{x P_1 \rho}$	Q	кг/ч	Массовый расход
		x	—	Относительный перепад давления
	F_R – см. приложения 11 и 12	x_T	—	Относительный критический перепад давления воздуха
		$x_{тр}$	—	То же, с учетом входного патрубка
—	$x = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1}$;	ε	—	Поправка на изменение плотности
	$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3 F_\varkappa x_T}$;	$\varepsilon_{кр}$	—	Тоже, в критическом режиме
		$\zeta_{вх}$	—	Коэффициент сопротивления входного патрубка
	$F_\varkappa = \frac{\varkappa}{1{,}40}$;	$\varkappa$	—	Показатель адиабаты
	$x_{тр} = \frac{x_T}{F_p^2}\left[1 + \frac{x_T \zeta_{вх}}{0{,}00241}\left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1}$	ρ	кг/м³	Плотность

Приложение 17

Пропускные способности нестандартизованных заслоночных регулирующих органов

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

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ДОКУМЕНТОВ И ЛИТЕРАТУРЫ

I. Технические документы

ГОСТ I469I-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

I. Арзуманов Э.С. Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем, М., I97I.

2. Казинер Ю.Я. и Слободкин М.С. Арматура систем автоматического управления, М., I977.

3. Driskell L. Control Valve Sizing with ISA Formulas. How to Apply the New Standards, Instrumentation Technology, July, 1974, pp. 33-48.

4. Baumann H.D. Effects of Pipe Reducers on Valve Capacity, Instruments and Control Systems, December, 1968, pp. 99-102.

5. McCutcheon E.B. A Reynolds Number for Control Valves, in "Flow: its Measurement and Control in Science and Industry", vol. 1, part 3, 1974 (ed. Dowdell R.B.).

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 Mariam 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.

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

gost.e-ecolog.ru