Технический комитет по стандартизации
«Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259)

**Акционерное общество «Научно-производственная фирма
«Центральное конструкторское бюро арматуростроения»**

ЦКБА

СТАНДАРТ ЦКБА

СТ ЦКБА 117-2017

Арматура трубопроводная

МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ И ЗАТВОРОВ

НПФ «ЦКБА»

2017

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Акционерным обществом «Научно-производственная фирма «Центральное конструкторское бюро арматуростроения» (АО «НПФ «ЦКБА»)

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ **Приказом от 28.09.2017 г. № 64**

3 СОГЛАСОВАН Техническим комитетом по стандартизации «Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259)

4 ВЗАМЕН РТМ 26–07–140–72 «Методика гидравлического расчета обратных клапанов»

По вопросам заказа стандартов ЦКБА
обращаться в АО «НПФ «ЦКБА»
по телефонам: (812) 611-10-00, факс (812) 458-72-22
195027, Россия, С-Петербург, пр. Шаумяна, 4, корп.1,
лит. А, а/я 33
E-mail: standard@ckba.ru

© АО «НПФ «ЦКБА» 2017 г.

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения АО «НПФ «ЦКБА»

Содержание

1 Область применения 4
2 Термины и обозначения 4
3 Общие положения 5
4 Задачи расчета 8
5 Исходные данные 8
5.1 Исходные данные для расчета 8
5.2 Общие положения 9
5.3 Определение режима течения рабочей среды 12
6 Гидравлический расчет обратных клапанов 20
6.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на клапане ΔP 20
6.2 Определение хода (величины подъема) ЗЭл h и потерь давления на клапане ΔP 20
6.3 Определение гидродинамического усилия, возникающего на ЗЭл от воздействия рабочей среды, и хода (высоты подъема) для ЗЭл с направлением в крышке 21
6.4 Расчет плотности материала ЗЭл с целью выбора марки материала ЗЭл 22
7 Гидравлический расчет обратных затворов 22
7.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на затворе ΔP 22
7.2 Определение угла поворота диска α и потерь давления на клапане ΔP 22
7.3 Определение гидродинамического момента, возникающего на диске от воздействия рабочей среды, и угла поворота диска 23
7.4 Расчет плотности материала диска с целью выбора марки материала диска 24
8 Рекомендации по выбору проточной части обратной арматуры 24
8.1 Обратные клапаны 24
8.2 Обратные затворы 24
8.3 Преимущества обратных затворов по сравнению с обратными клапанами 25

СТАНДАРТ ЦКБА

Арматура трубопроводная

МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ И ЗАТВОРОВ

Дата введения – 01.11.2017

1 Область применения

Настоящий стандарт распространяется на обратные подъемные угловые клапаны номинальных диаметров от *DN* 15 до *DN* 150 (далее – клапаны) и обратные затворы со смещенной осью вращения от *DN* 50 до *DN* 500 (далее – затворы) на номинальное давление не более *PN* 63.

Стандарт устанавливает методику гидравлического расчета обратной арматуры на стадии проектирования с целью оптимального выбора ее проточной части.

2 Термины и обозначения

2.1 В настоящем стандарте применены термины по ГОСТ 24856.

2.2 В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

DN – номинальный диаметр арматуры;

D_c – диаметр седла клапана (затвора), мм;

$D_д$ – диаметр диска затвора, мм;

$D_з$ – диаметр запирающего элемента (далее – ЗЭл) клапана, мм;

$D_к$ – диаметр камеры клапана (затвора), мм;

$D_н$ – диаметр наружный направляющей ЗЭл в крышке клапана, мм;

$H_з$ – высота ЗЭл клапана, мм;

G – вес подвижных частей ЗЭл (диска) клапана (затвора), Н;

L – расстояние от оси вращения затвора до геометрического центра диска (до центра седла), мм;

M – гидродинамический момент, возникающий от воздействия потока рабочей среды, Н·м;

P – гидродинамическое усилие (подъемная сила), действующее на ЗЭл клапана, Н;

ΔP – потери давления на клапане (затворе), Па;

Q – расход рабочей среды, м^3/с;

Re – число Рейнольдса;

V – скорость рабочей среды в трубопроводе, м/с;

h – подъем (ход) ЗЭл клапана, мм;

$l_{ЦТ}$ – расстояние от оси вращения затвора до центра тяжести системы подвижных частей, вес которых равен G, мм;

m – коэффициент момента;

q – вес подвижных частей клапана, приходящийся на единицу площади седла, Н/м^2;

$q_{прив}$ – приведенный вес подвижных частей затвора, приходящийся на единицу площади седла, Н/м^2;

s – ширина направляющих перьев, мм;

α – угол поворота диска затвора;

α_0 – угол между плоскостью, проходящей через ось поворота и центр тяжести подвижных частей затвора, и плоскостью уплотнительной поверхности диска;

α_c – угол наклона плоскости уплотнительной поверхности седла относительно оси потока;

ρ – плотность рабочей среды, кг/м^3;

$\rho_з$ – плотность материала ЗЭл, кг/м^3;

ν – кинематическая вязкость рабочей среды, м^2/с;

ζ – коэффициент сопротивления;

χ – коэффициент подъемной силы.

3 Общие положения

3.1 Конструктивные исполнения арматуры:

- клапаны:
  - а) ЗЭл с направлением в седле (с направляющими перьями) – рисунок 1;
  - б) ЗЭл с направлением в крышке – рисунок 2;
- затворы – рисунок 3 , формы дисков – рисунок 4:
  - а) диски вогнутые – типы А и Б;
  - б) диски плоские – типы В и Г.

3.2 Методику следует применять для расчета клапанов и затворов, геометрические размеры проточной части которых приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Геометрические размеры проточной части клапанов и затворов

Геометрический размер		Обозначение	Клапан	Затвор
Диаметр седла	относительный*	$\frac{D_c}{DN}$	1,00	0,97
Диаметр камеры		$\frac{D_к}{DN}$	1,50 1,75	1,00
Диаметр ЗЭл		$\frac{D_з}{DN}$	1,20	–
Высота ЗЭл		$\frac{H_з}{DN}$	0,50	–
Ширина направляющих перьев		$\frac{s}{DN}$	0,15	–
Диаметр направляющей, расположенной в крышке		$\frac{D_н}{DN}$	0,75	–
Расстояние от оси вращения диска до оси геометрического центра диска		$\frac{L}{DN}$	–	0,15
Угол наклона плоскости уплотнительной поверхности седла относительно оси потока	абсолютный	α_c	–	90°

* Геометрические размеры отнесены к номинальному диаметру *DN*.

Относительные геометрические размеры дисков затворов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Относительные геометрические размеры дисков затворов

Тип формы диска	Относительный геометрический размер*								
	$\frac{R}{DN}$	$\frac{R_1}{DN}$	$\frac{a}{DN}$	$\frac{a_1}{DN}$	$\frac{b}{DN}$	$\frac{c}{DN}$	$\frac{l}{DN}$	$\frac{r}{DN}$	$\frac{t}{DN}$
А	1,310	–	0,005	0,030	0,125	–	–	–	0,020
Б	1,025	1,780			0,150	–	0,150	0,075	–
В	–	–			0,120	0,260	–	–	–
Г	1,300	–			0,110	–	–	–	–

* Геометрические размеры дисков отнесены к номинальному диаметру *DN*.

Примечание – Условное обозначение геометрических размеров в соответствии с рисунком 4.

3.3 Рабочие среды и их характеристики:

- рабочая среда – однофазная жидкость;
- температура – любая;
- кинематическая вязкость – близкая к вязкости воды;
- режим течения среды – область квадратичного сопротивления ($Re \geq 2 \cdot 10^4$).

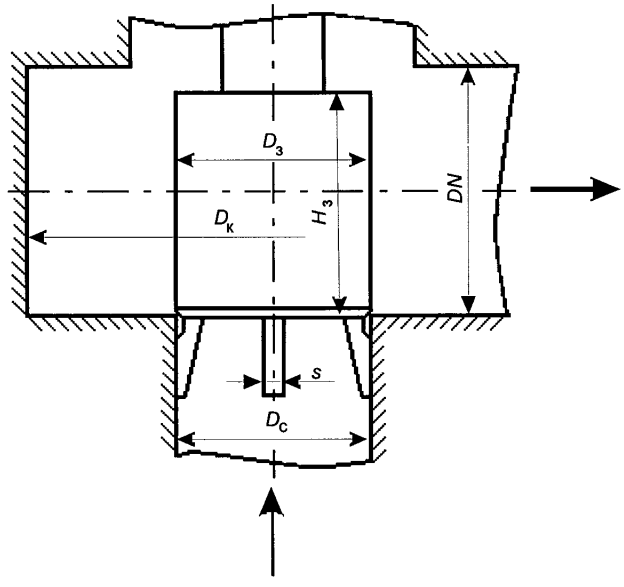


Рисунок 1 – Обратный подъемный угловой клапан, 3Эл с направлением в седле

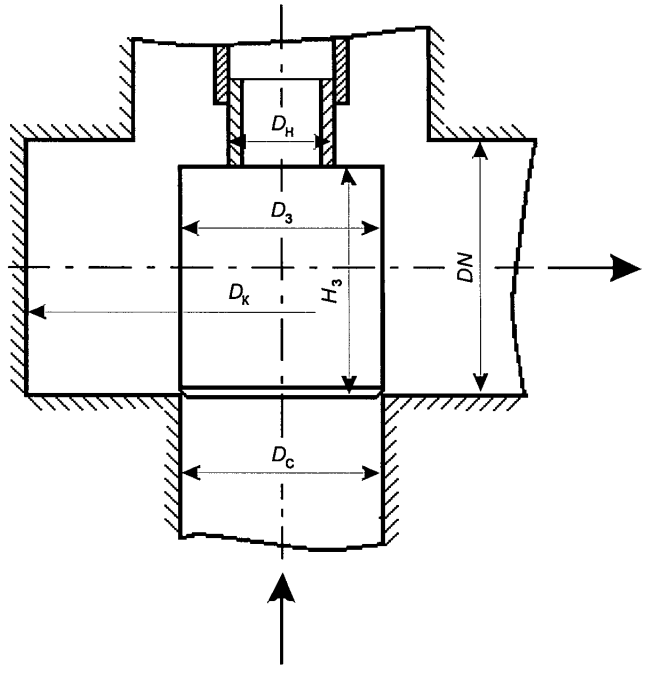


Рисунок 2 – Обратный подъемный угловой клапан, 3Эл с направлением в крышке

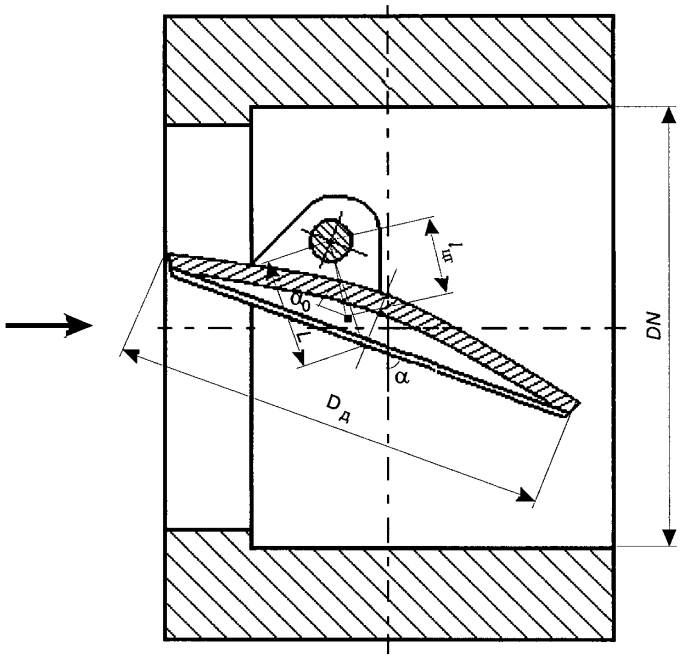


Рисунок 3 – Обратный затвор со смещенной осью вращения

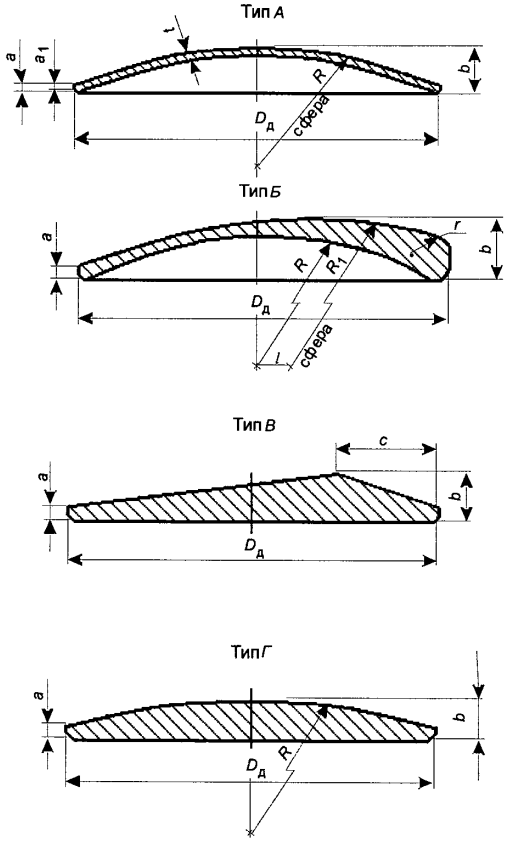


Рисунок 4 – Формы дисков обратных затворов

4 Задачи расчета

4.1 Задачами расчета являются определение:
- коэффициента сопротивления ζ клапана (затвора);
- потерь давления ΔP на клапане (затворе);
- хода h ЗЭл клапана;
- угла поворота диска α затвора;
- гидродинамического усилия, возникающего на ЗЭл клапана от воздействия среды;
- хода h ЗЭл клапана в зависимости от гидродинамического усилия среды;
- гидродинамического момента, возникающего на диске затвора от воздействия среды;
- угла поворота α диска затвора в зависимости от гидродинамического момента среды;
- плотности материала для выбора марки материала ЗЭл (диска).

4.2 В таблице 3 перечислены параметры, определяемые в результате расчета, в зависимости от типа арматуры и объема исходных данных, а также указаны номера пунктов стандарта, по которому следует выполнять расчет.

Таблица 3 – Определяемые параметры

Арматура		Исходные данные*	Задача расчета (определяемый параметр)		Номер пункта стандарта
тип	исполнение				
Клапан	Все	Расход Q (скорость V) рабочей среды	Коэффициент сопротивления ζ		6.1.1
Затвор					7.1.1
Клапан		Ход (величина подъема) ЗЭл h (относительный ход ЗЭл $\frac{h}{DN}$)			6.1.2
Затвор		Угол поворота диска α			7.1.2
Клапан		Коэффициент сопротивления ζ	Потери давления ΔP		6.2.1
Затвор					7.1.2
Клапан		Расход Q (скорость V) рабочей среды			6.1.1
Затвор					7.1.1
Клапан		Ход (величина подъема) ЗЭл h (относительный ход ЗЭл $\frac{h}{DN}$)			6.1.2
Затвор		Угол поворота диска α			7.1.2
Клапан		Коэффициент сопротивления ζ	Ход (величина подъема) ЗЭл h (относительный ход ЗЭл $\frac{h}{DN}$)		6.2.1
Затвор			Угол поворота диска α		7.2.1
Клапан	С направлением ЗЭл в крышке	Параметры эксплуатации (параметры рабочей среды)	Гидродинамическое усилие, возникающее на ЗЭл от воздействия среды		6.3
			Ход (высота подъема) ЗЭл h		
Затвор	Все	Параметры эксплуатации (параметры рабочей среды) и геометрические размеры проточной части	Гидродинамический момент, возникающий на диске от воздействия среды		7.3
			Угол поворота диска α		
Клапан		Расход Q (скорость V) рабочей среды	Плотность материала	ЗЭл	6.4
Затвор				диск	7.4
* Исходные данные – в соответствии с 5.1.					

5 Исходные данные

5.1 Исходные данные для расчета

5.1.1 Для решения поставленных задач исходные данные следует разбить на две категории: общие, которые не зависят от поставленной задачи, и дополнительные, зависящие от поставленной задачи.

5.1.1.1 К общим исходным данным относятся:
- номинальный диаметр DN клапана (затвора);
- наименование рабочей среды;

- давление рабочей среды P;
- температура рабочей среды t;
- физические свойства рабочей среды при параметрах эксплуатации (давлении P и температуре t):

а) плотность ρ ;

б) кинематическая вязкость (далее – вязкость) ν.

5.1.1.2 К дополнительным исходным данным относятся:
- расход Q рабочей среды;
- скорость V рабочей среды в трубопроводе;
- коэффициент сопротивления клапана (затвора) ζ ;
- ход (величина подъема) ЗЭл h;
- относительный ход ЗЭл $\frac{h}{DN}$;
- угол поворота диска α;
- геометрические размеры проточной части клапана (затвора);
- плотность материала $\rho_з$ ЗЭл (диска).

5.2 Общие положения

5.2.1 В основу расчета положены экспериментальные зависимости коэффициента сопротивления ζ и относительного хода (относительного подъема) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ от безразмерного критерия, являющегося удельным динамическим напором:

- для клапанов – $\frac{\rho \cdot V^2}{q}$;
- для затворов – $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}$.

5.2.2 Вес подвижных частей клапана, приходящийся на единицу площади седла, q, Н/м^2, рассчитывают по формуле

$$q = \frac{G}{\frac{\pi}{4} \cdot D_c^2} . \quad (1)$$

Приведенный вес подвижных частей затвора, приходящийся на единицу площади седла, $q_{прив}$, Н/м^2, рассчитывают по формуле

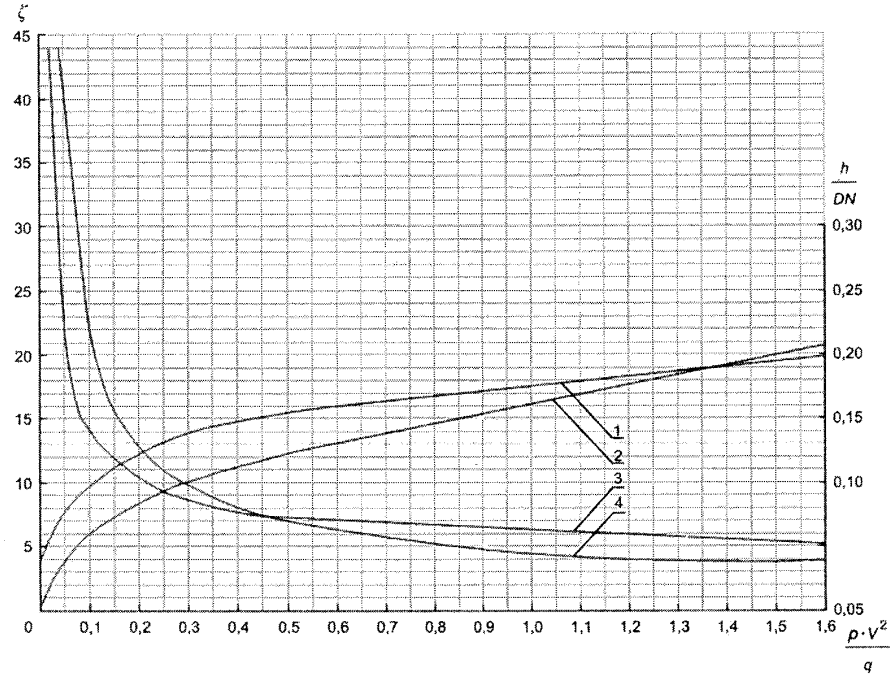
$$q_{прив} = \frac{G}{\frac{\pi}{4} \cdot D_c^2} \cdot \frac{l_{цт}}{L} \cdot sin(\alpha_0 + \alpha). \quad (2)$$

5.2.3 На рисунках 5 и 6 для клапанов приведены зависимости коэффициента сопротивления ζ и относительного хода (относительной величины подъема) ЗЭЛ $\frac{h}{DN}$ от удельного динамического напора $\frac{\rho \cdot V^2}{q}$, соответственно $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ и $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$:

- рисунок 5 – ЗЭл с направлением в седле;
- рисунок 6 – ЗЭл с направлением в крышке.

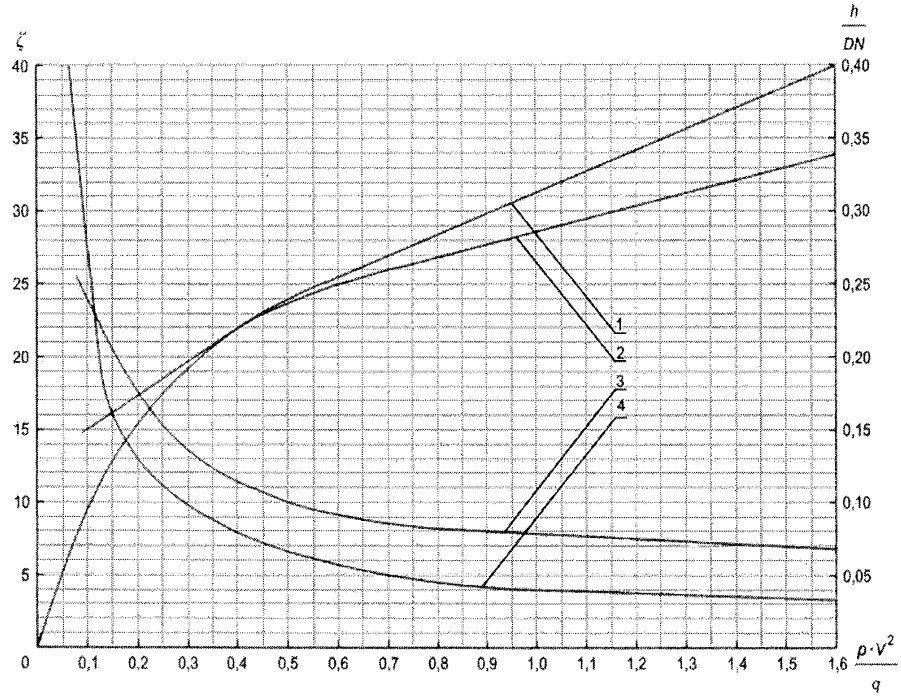
5.2.4 На рисунках 7 и 8 для затворов приведены зависимости коэффициента сопротивления ζ и угла поворота диска α от приведенного удельного динамического напора $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}$, соответственно $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)$ и $\alpha = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)$.

5.2.5 Так как представленные экспериментальные зависимости действительны только для режимов квадратичного сопротивления (при числах Рейнольдса $Re \geq 2 \cdot 10^4$), то для вновь проектируемых клапанов (затворов) до начала выполнения гидравлического расчета следует определить режим течения рабочей среды в соответствии с 5.3.



1 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}50$;
2 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}75$;
3 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}50$;
4 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}75$

Рисунок 5 – Зависимости $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ и $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ для клапанов с направлением ЗЭл в седле



1 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}50$;
2 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}75$;
3 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}50$;
4 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_к/DN = 1{,}75$

Рисунок 6 – Зависимости $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ и $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ для клапанов с направлением ЗЭл в крышке

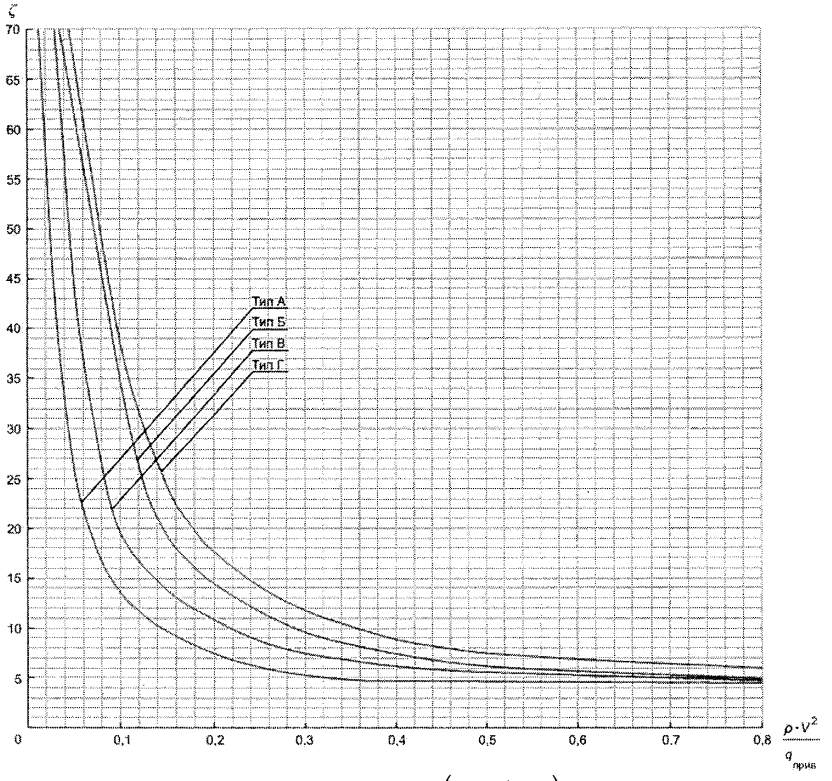


Рисунок 7 – Зависимость $\zeta = f\left(\rho \cdot V^2 / q_{\text{прив}}\right)$ для затворов

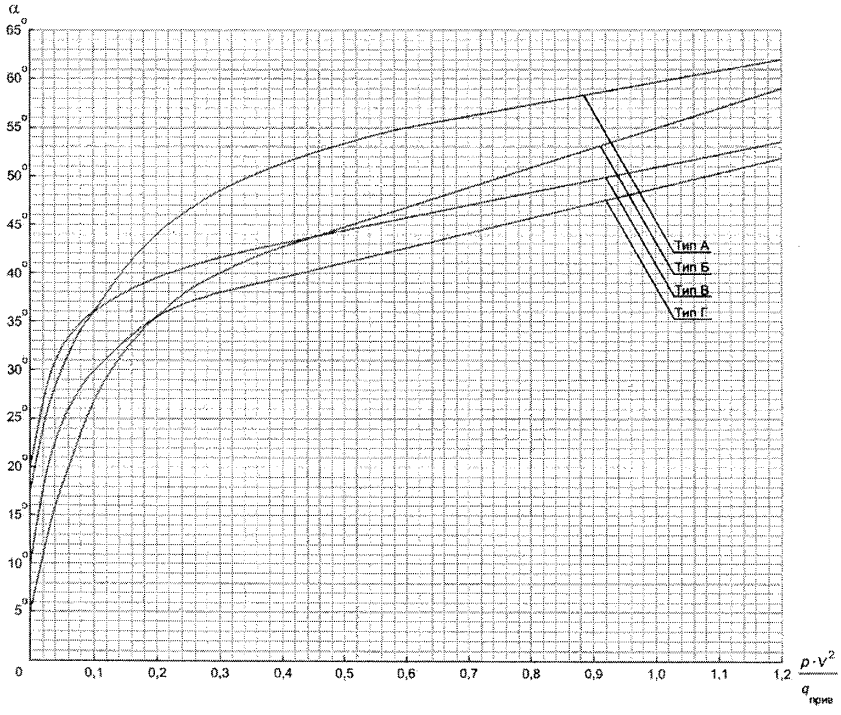


Рисунок 8 – Зависимость $\zeta = f\left(\rho \cdot V^2 / q_{\text{прив}}\right)$ для затворов

5.3 Определение режима течения рабочей среды

5.3.1 Для определения режима течения среды применяют следующие расчетные зависимости:

- зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ при постоянной скорости среды $V=const$;

- зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ при постоянной вязкости среды $\nu = const$ (при $Re \geq 2 \cdot 10^4$);

- зависимость относительного отношения плотностей среды и материала ЭЭл от относительного удельного динамического напора

$$\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right) \Big/ \left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1} = f\left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) \Big/ \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}\right],$$

где $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)$ – отношение плотности рабочей среды к плотности материала ЭЭл;

$\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ – значение удельного динамического напора при отношении плотностей $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1}$.

Зависимости $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$, приведенные на графиках рисунков 9 – 13, рассчитаны для следующих параметров:

а) отношение плотности рабочей среды к плотности материала ЭЭл – $\frac{\rho}{\rho_э} = 0,1$, далее по тексту обозначаемое – $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1} = 0,1$;

б) скорость среды – $V = const$ в диапазоне от 0,5 до 3 м/с;

в) вязкость среды – $\nu = const$ в диапазоне от $0,2 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

График зависимости $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right) \Big/ \left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1} = f\left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) \Big/ \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}\right]$ приведен на рисунке 14.

5.3.2 В зависимости от задачи гидравлического расчета режим течения определяют в соответствии с одним из алгоритмов, приведенных в 5.3.3.

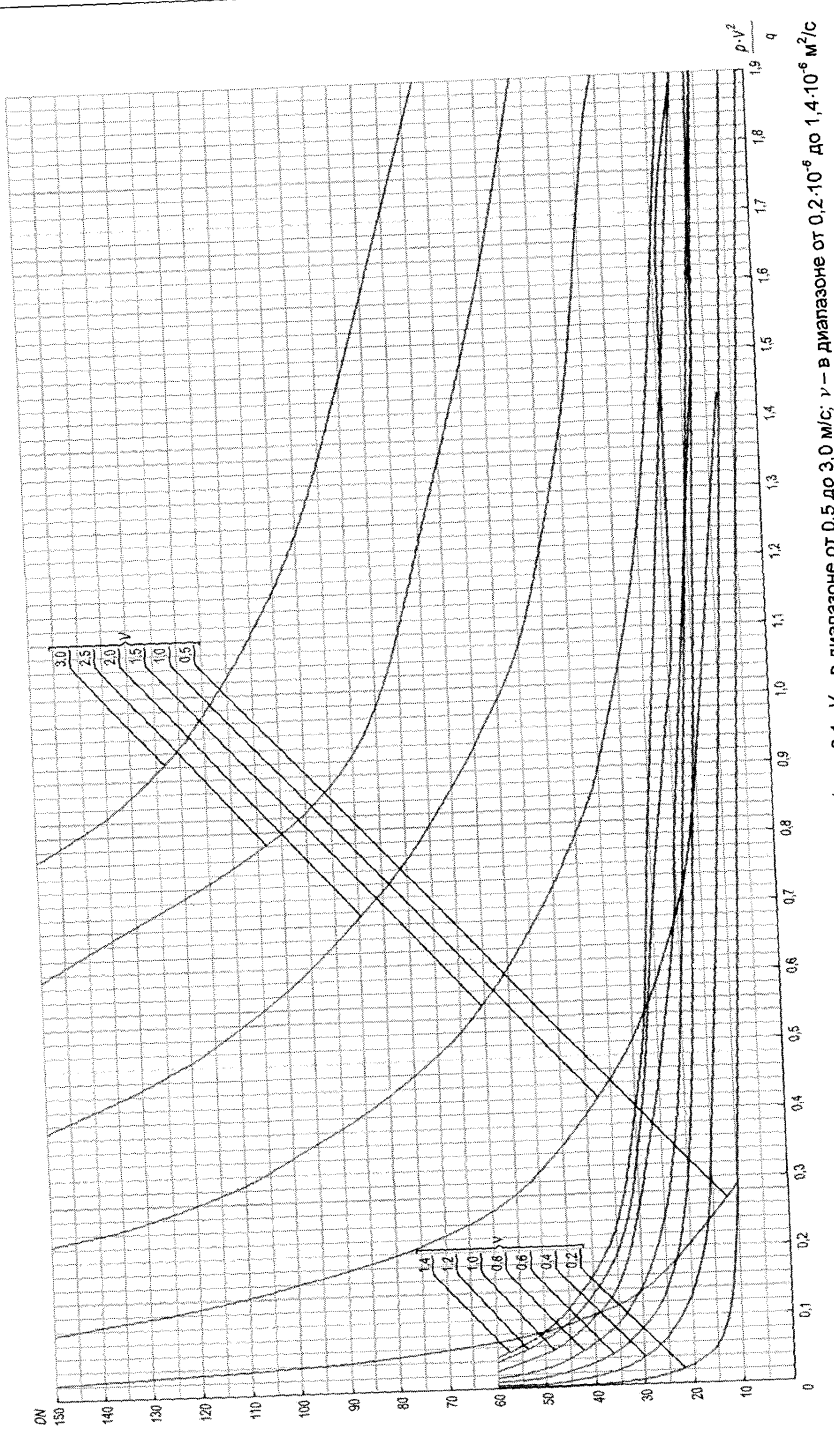


Рисунок 9 – Зависимость $DN = f\left(\rho \cdot v^2/q\right)_{0,1}$ для клапанов при $\rho/\rho_э = 0,1$, V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $0,2 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

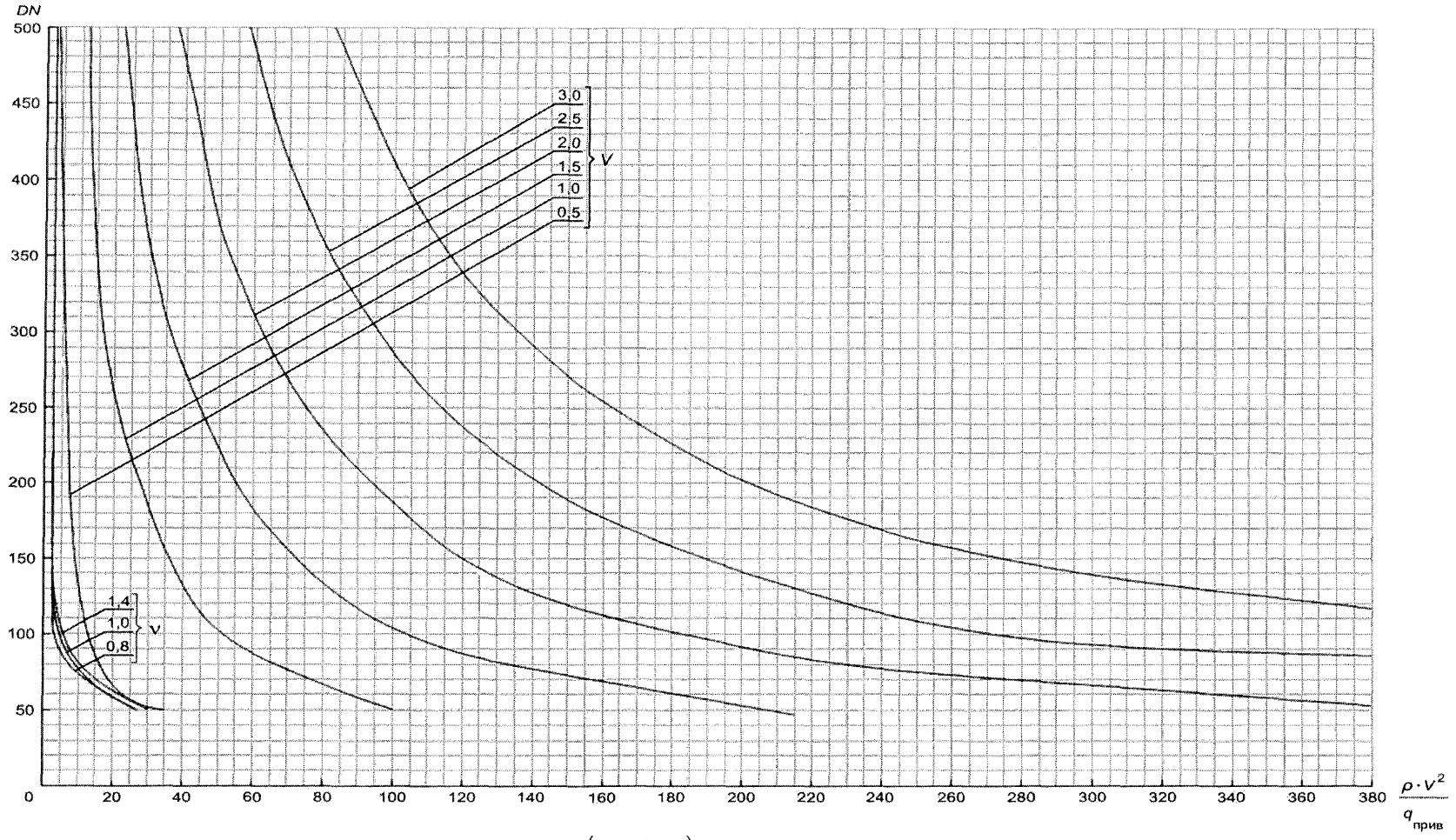


Рисунок 10 – Зависимость $DN = f\left(\rho \cdot V^2 / q_{прив}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы А при $\rho/\rho_э = 0,1$, V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $0,8 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

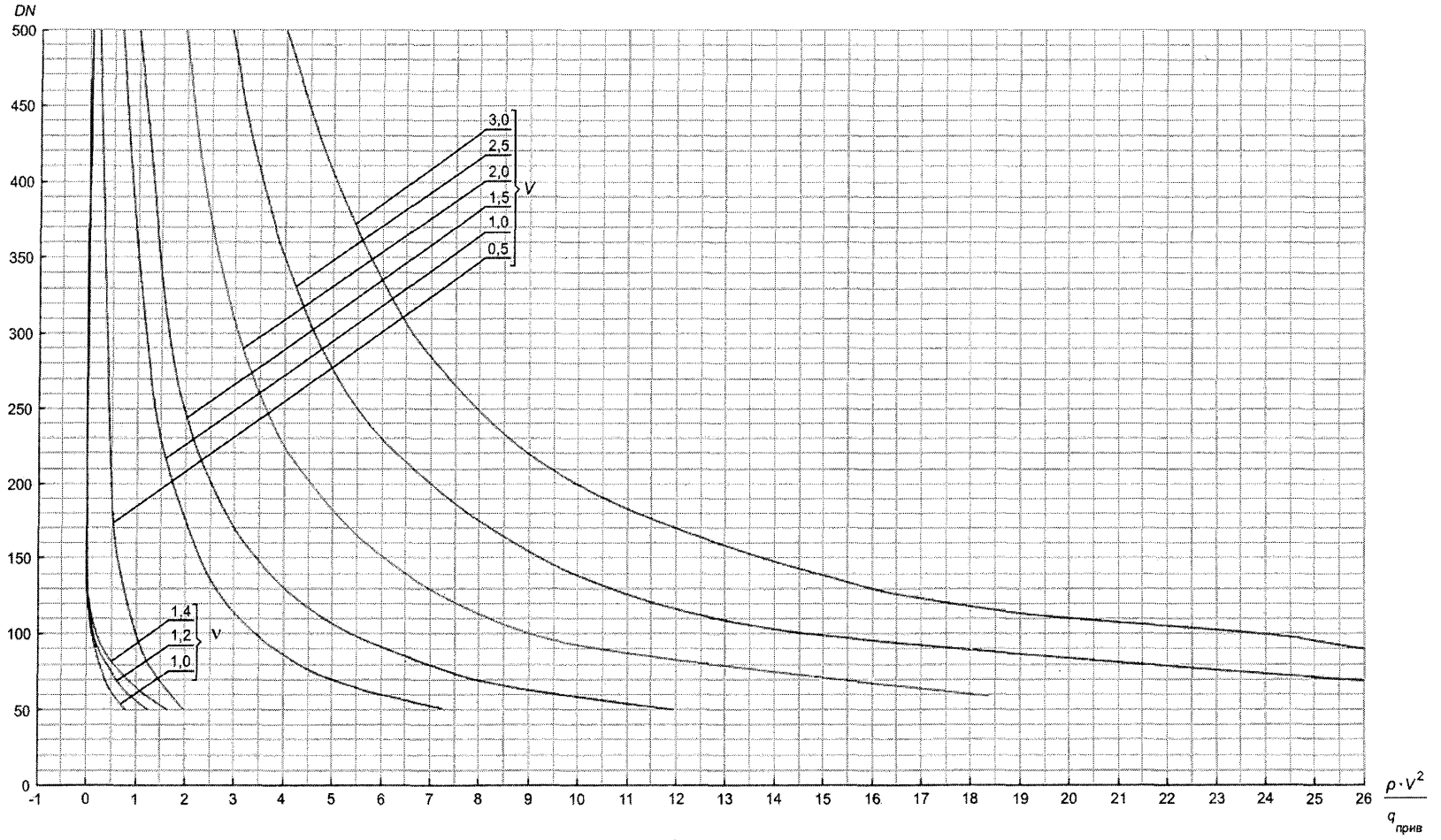


Рисунок 11 – Зависимость $DN = f\left(\rho \cdot V^2 / q_{прив}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы Б при $\rho/\rho_э$ = 0,1,
V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $1{,}0 \cdot 10^{-6}$ до $1{,}4 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

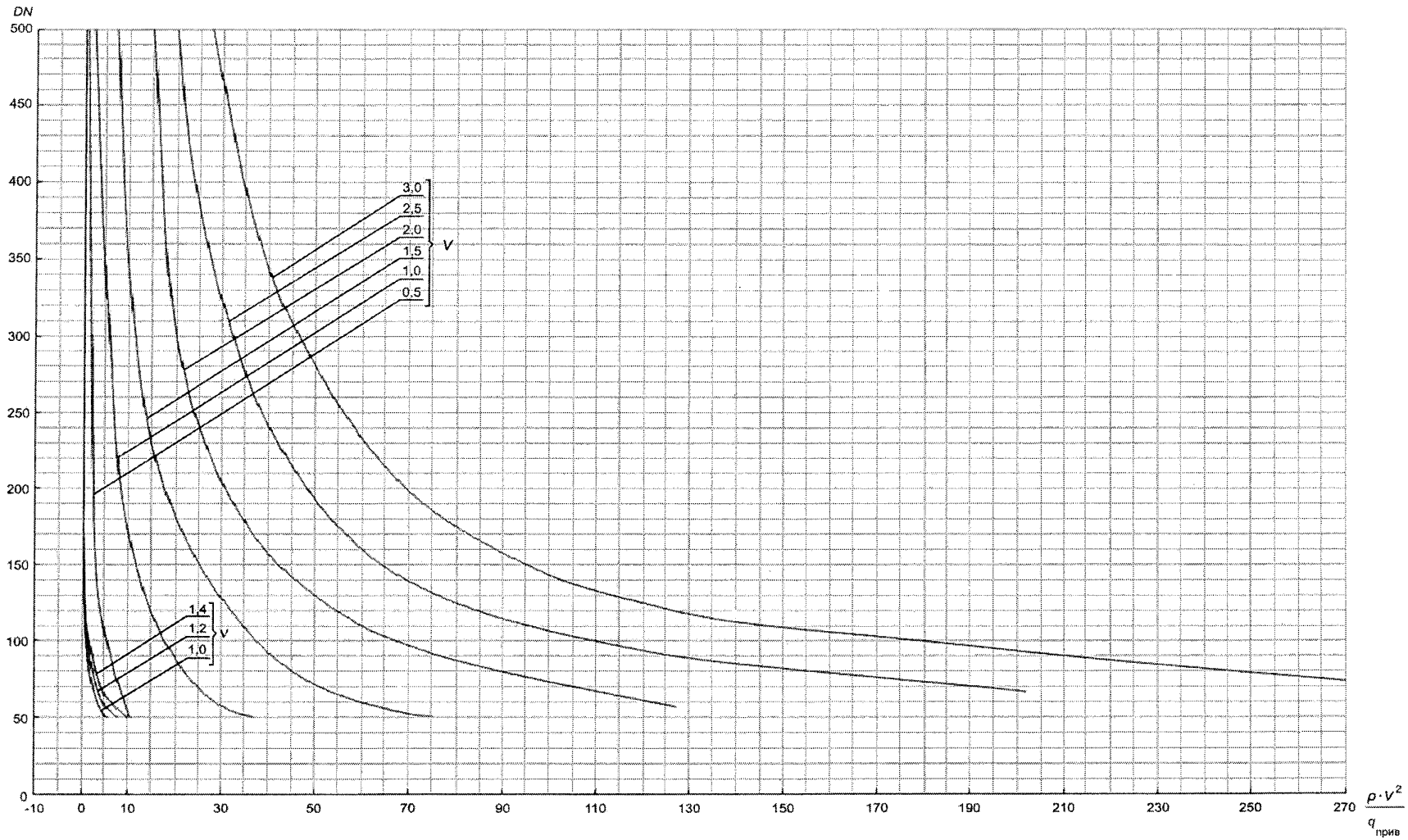


Рисунок 12 – Зависимость $DN = f\left(\rho \cdot V^2 / q_{прив}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы В при $\rho/\rho_э = 0,1$, V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $1,0 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

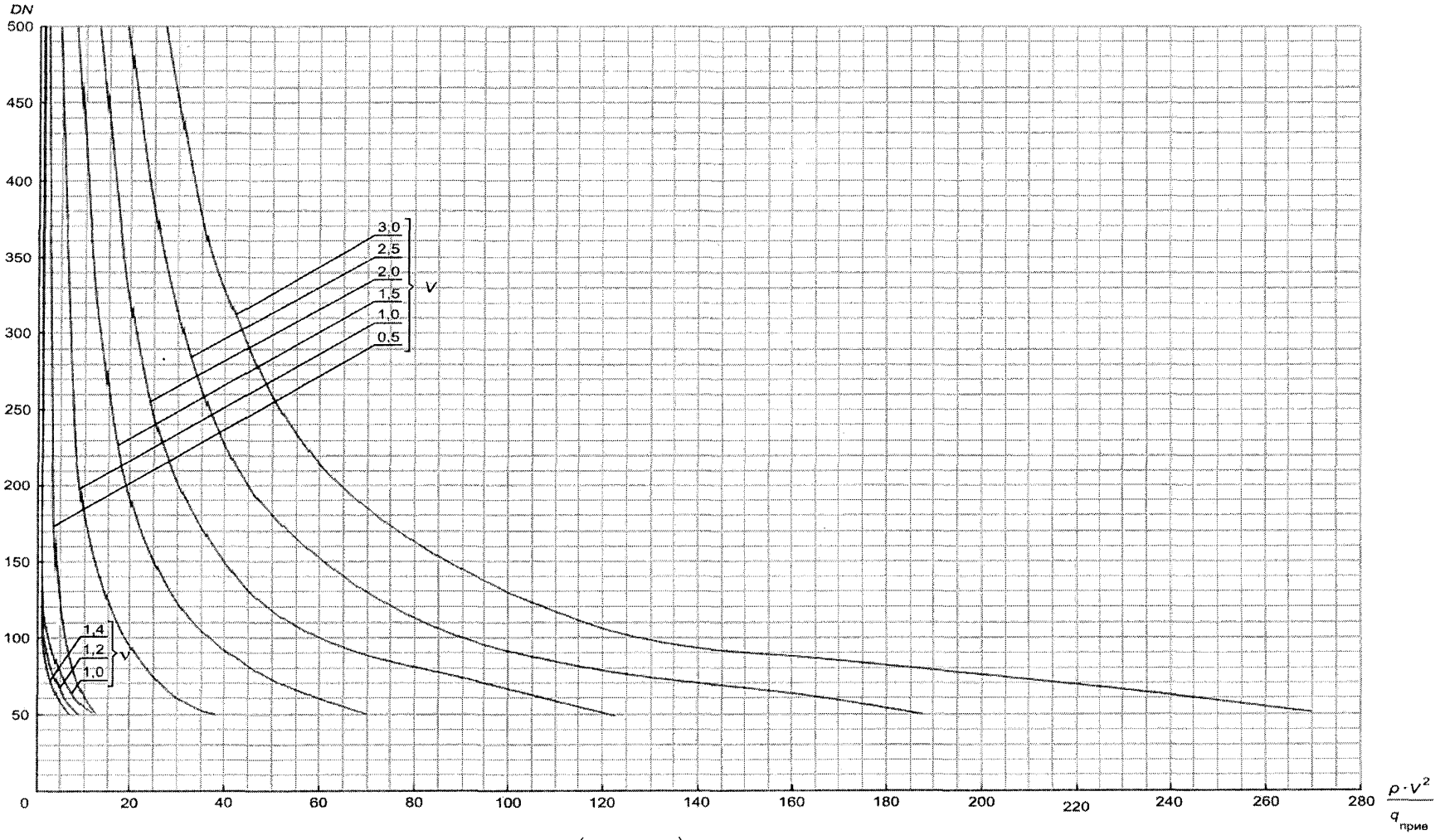


Рисунок 13 – Зависимость $DN = f\left(\rho \cdot V^2 / q_{прив}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы Г при $\rho/\rho_э = 0,1$, V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $1,0 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

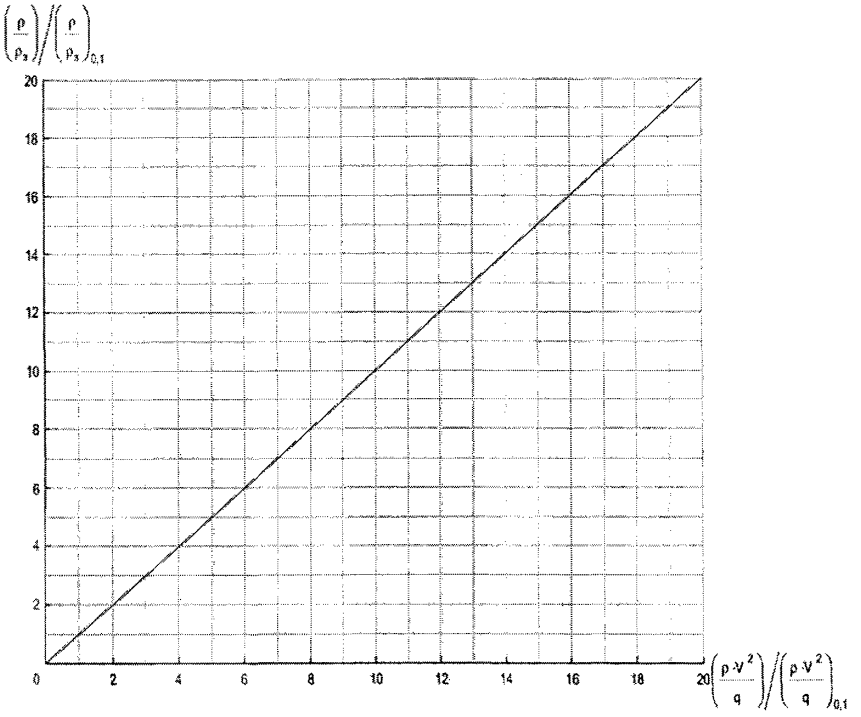


Рисунок 14 – Зависимость $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)\Big/\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1} = f\left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)\Big/\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}\right]$

5.3.3 Определение режима течения

5.3.3.1 Алгоритм 1

1) Исходные данные:

- номинальный диаметр *DN* клапана (затвора);
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν);
- расход рабочей среды *Q* или скорость *V*;
- плотность материала ЗЭл $\rho_э$.

2) Рассчитать скорость среды в трубопроводе *V* по формуле

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot DN^2} . \qquad (3)$$

3) Найти точку пересечения кривой *V=const*, соответствующей значению *V*, рассчитанному по формуле (3), и горизонтальной линии, соответствующей заданному значению *DN*, по графику рисунка 9 (для клапанов) либо по одному из графиков рисунков 10, 11, 12 и 13 (для затворов в зависимости от типа диска). Абсцисса точки пересечения является удельным динамическим напором $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$.

Примечание – Для значений $V = const$, не указанных на рисунках, следует применять метод интерполяции.

4) Если найденная точка лежит выше кривой, соответствующей заданной вязкости ν, то режим течения при числе Рейнольдса $Re \geq 2 \cdot 10^4$ и зависимости $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$, $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$, $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)$, $\alpha = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)$, приведенные на рисунках 5, 6, 7 и 8, можно применять для расчета.

Примечание – Для значений $\nu = const$, не указанных на рисунках, следует применять метод интерполяции.

5) Определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ при $\frac{\rho}{\rho_э} \neq 0{,}1$ в следующей последовательности:

- рассчитать отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\frac{\rho}{\rho_э}$;
- отношение плотностей $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1} = 0{,}1$;
- рассчитать относительное отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right) \Big/ \left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1}$;
- определить относительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) \Big/ \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ по значению $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right) \Big/ \left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1}$ по графику рисунка 14;
- рассчитать действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ по формуле

$$\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д = \left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) \Big/ \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}\right] \cdot \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}, \quad (4)$$

где $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ – удельный динамический напор, определенный в соответствии с перечислением 3.

5.3.3.2 Алгоритм 2

1) Исходные данные:
- номинальный диаметр *DN* клапана (затвора);
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν);
- коэффициент сопротивления ζ.

2) Определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ по значению коэффициента сопротивления ζ по одному из графиков, представленных на рисунках 5, 6 и 7.

3) Рассчитать относительное отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right) \Big/ \left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1}$ и определить относительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) \Big/ \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ по графику рисунка 14.

4) Найти точку пересечения определенного относительного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ и горизонтальной линии, соответствующей заданному значению *DN*, по одному из графиков, представленных на рисунках 9, 10, 11, 12 и 13.

5) Если найденная точка лежит выше кривой $\nu = const$, соответствующей заданной вязкости, то режим течения при $Re \geq 2 \cdot 10^4$.

5.3.3.3 Алгоритм 3

1) Исходные данные:
- номинальный диаметр *DN* клапана (затвора);
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν);
- ход (относительный подъем) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ или угол поворота диска α.

2) Определить удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ по значению заданного хода (отно-

сительного подъема) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ (углу поворота диска α) по одному из графиков, представленных на рисунках 5, 6 и 8.

3) Рассчитать относительное отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)\Big/\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1}$ и определить относительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)\Big/\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ по графику рисунка 14.

4) Найти точку пересечения определенного относительного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ и горизонтальной линии, соответствующей заданному значению *DN*, по одному из графиков, представленных на рисунках 9, 10, 11, 12 и 13.

6) Если найденная точка лежит выше кривой $\nu = const$, соответствующей заданной вязкости, то режим течения при $Re \geq 2 \cdot 10^4$.

6 Гидравлический расчет обратных клапанов

6.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на клапане ΔP

6.1.1 Задача 1

6.1.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

6.1.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ в соответствии с 5.3.3.1 (перечисление 5);

- определить коэффициент сопротивления ζ в зависимости от конструктивного исполнения ЗЭл по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- рассчитать потери давления на клапане по формуле

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} . \qquad (5)$$

6.1.2 Задача 2

6.1.2.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.3.

6.1.2.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ по заданному значению $\frac{h}{DN}$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.3;

- определить коэффициент сопротивления ζ по найденному значению удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- рассчитать потери давления на клапане ΔP по формуле (5).

6.2 Определение хода (величины подъема) ЗЭл h и потерь давления на клапане ΔP

6.2.1 Задача 3

6.2.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.2.

6.2.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ по заданному значению ζ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.2;

- определить относительный ход (относительный подъем) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ по значению действительного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_д$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- рассчитать потери давления на клапане ΔP по формуле (5).

6.3 Определение гидродинамического усилия, возникающего на ЗЭл от воздействия рабочей среды, и хода (высоты подъема) для ЗЭл с направлением в крышке

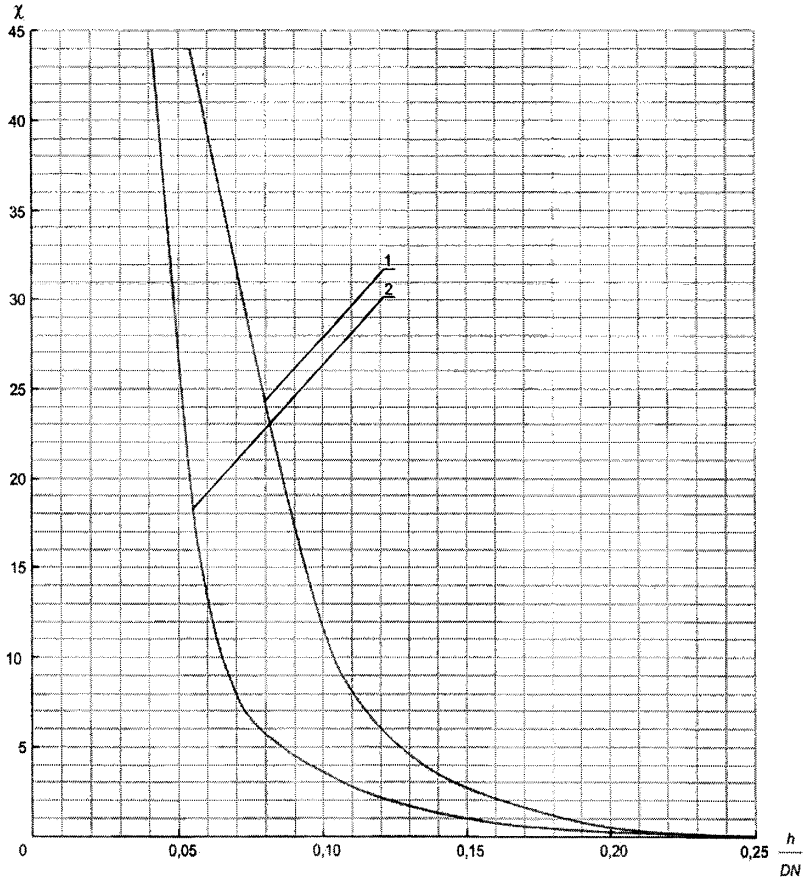
6.3.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

6.3.2 Алгоритм расчета гидродинамического усилия:

- рассчитать удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{\text{расч}}$;

- определить относительный ход $\frac{h}{DN}$ по значению рассчитанного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{\text{расч}}$ по графику рисунка 6;

- определить коэффициент подъемной силы $\chi = \overline{P_{\text{экв 1}}} - \overline{P_{\text{экв 2}}}$ для значения $\frac{h}{DN}$ по графику, представленному на рисунке 15, ($\overline{P_{\text{экв 1}}}$ и $\overline{P_{\text{экв 2}}}$ – безразмерные эквивалентные коэффициенты давления, определяемые экспериментально);



1 – $D_к/DN = 1{,}50$; 2 – $D_к/DN = 1{,}75$

Рисунок 15 – Зависимость коэффициента подъемной силы от относительного хода $\chi = f(h/DN)$ обратных клапанов

- рассчитать гидродинамическое усилие (подъемную силу) P, Н, действующее на ЗЭл, по формуле

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_3 \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \chi = \frac{\pi}{4} \cdot D_3 \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \left(\overline{P_{\text{экв 1}}} - \overline{P_{\text{экв 2}}}\right). \quad (6)$$

6.4 Расчет плотности материала ЗЭл с целью выбора марки материала ЗЭл

6.4.1 Исходные данные:

- номинальный диаметр *DN* клапана.
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν).

6.4.2 Алгоритм расчета:

- найти точку пересечения кривой, соответствующей вязкости ν = *const* и горизонтальной линии, соответствующей значению *DN*, по графику, представленному на рисунке 9. Абсцисса данной точки определяет минимальный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1\,min}$, а кривая скорости, соответствующая графику *V=const* и проходящая через данную точку, определяет минимальную скорость V_{min} для режима Re ≥ 2·10^4 для отношения $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1}$ = 0,1;

- определить $\frac{\rho \cdot V^2}{q}$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6, в зависимости от одной из заданных величин:

а) коэффициенту сопротивления ζ;

б) относительному ходу $\frac{h}{DN}$;

в) скорости среды *V*;

- рассчитать плотность материала ЗЭл $\rho_э$, кг/м^3, по формуле

$$\rho_э = \frac{10 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1\,min}}{\frac{\rho \cdot V^2}{q}}. \qquad (7)$$

7 Гидравлический расчет обратных затворов

7.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на затворе ΔP

7.1.1 Задача 1

7.1.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

7.1.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ в соответствии с 5.3.3.1 (перечисление 5);
- определить угол поворота диска α и значение коэффициента сопротивления ζ по значению $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ в зависимости от формы диска по одному из графиков, представленных на рисунках 7 и 8;
- рассчитать потери давления ΔP на затворе по формуле (5).

7.1.2 Задача 2

7.1.2.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.3.

7.1.2.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ для значения угла поворота α по графику, представленному на рисунке 8;
- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.3;
- определить коэффициент сопротивления ζ для значения удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ по графику, представленному на рисунке 7;
- рассчитать потери давления на затворе ΔP по формуле (5).

7.2 Определение угла поворота диска α и потерь давления на клапане ΔP

7.2.1 Задача 3

7.2.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.2.

7.2.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ для заданного значения коэффициента сопротивления ζ по графику, приведенному на рисунке 7;

- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.2;

- определить угол поворота диска α для значения действительного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ по графику, приведенному на рисунке 8;

- рассчитать потери давления на затворе ΔP по формуле (5).

7.3 Определение гидродинамического момента, возникающего на диске от воздействия рабочей среды, и угла поворота диска

7.3.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

7.3.2 Алгоритм расчета:

- рассчитать удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_{расч}$;

- определить угол поворота диска α для значения $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_{расч}$ по графику, приведенному на рисунке 8;

- определить коэффициент момента m для угла поворота диска α по графику, приведенному на рисунке 16;

- рассчитать гидродинамический момент, возникающий на диске от воздействия рабочей среды M, Н·м, по формуле

$$M = m \cdot D_з^3 \cdot (1+\zeta) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}. \quad (8)$$

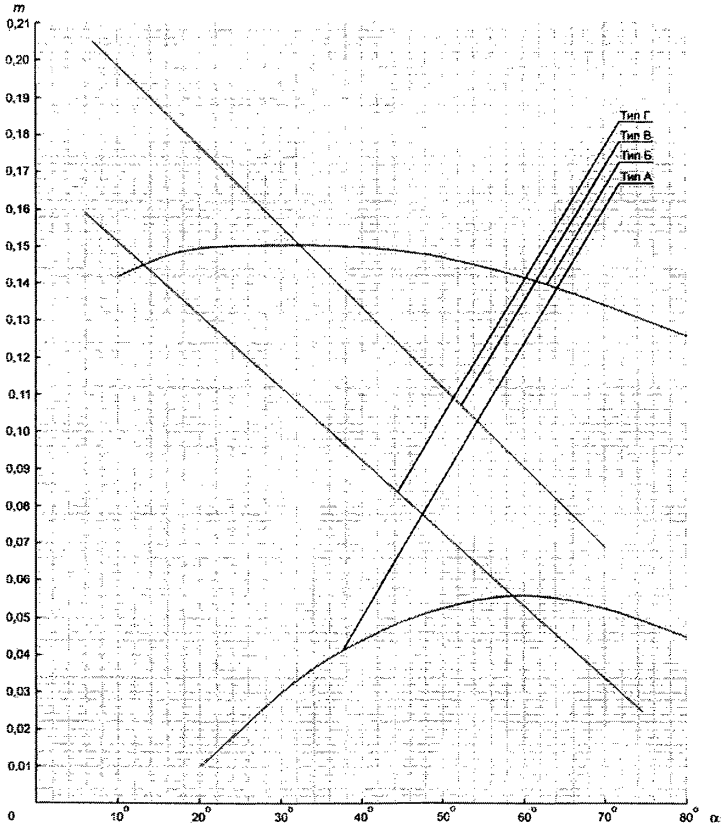


Рисунок 16 – Зависимость коэффициента момента от угла поворота диска $m = f(\alpha)$

7.4 Расчет плотности материала диска с целью выбора марки материала диска

7.4.1 Исходные данные – в соответствии с 6.4.1.

7.4.2 Алгоритм расчета:

- найти точку пересечения кривой, соответствующей заданной вязкости ν=*const* и горизонтальной линии, соответствующей значению *DN*, по одному из графиков, представленных на рисунках 10, 11, 12 и 13. Абсцисса данной точки определяет минимальный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_{0,1\,min}$, а кривая скорости, соответствующая графику *V*=*const* и проходящая через данную точку, определяет минимальную скорость V_{min} для режима $Re \geq 2 \cdot 10^4$ при отношении $\left(\frac{\rho}{\rho_э}\right)_{0,1} = 0,1$;

- определить действительное значение удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ по одному из графиков, представленных на рисунках 7 и 8, в зависимости от одной из заданных величин:

а) углу поворота α ;

б) коэффициенту сопротивления ζ ;

в) скорости среды *V*;

- рассчитать плотность материала диска $\rho_э$, кг/м^3, по формуле

$$\rho_э = \frac{10 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_{0,1min}}{\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}}. \qquad (9)$$

8 Рекомендации по выбору проточной части обратной арматуры

8.1 Обратные клапаны

8.1.1 В целях уменьшения коэффициента сопротивления ζ для обратных клапанов рекомендуется проектировать золотники, имеющие направление в крышке.

8.1.2 При удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q} \geq 0,5$ рекомендуется применять клапаны с относительным диаметром камеры $\frac{D_к}{DN} = 1,75$ и золотниками с направлением в крышке.

8.1.3 При удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q} < 0,5$ рекомендуется применять клапаны с относительным диаметром камеры $\frac{D_к}{DN} = 1,50$ и золотниками с направлением в седле.

8.1.4 При увеличении относительного хода (относительной высоты подъема) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ от 0,25·*DN* до 0,30·*DN* гидродинамическое усилие *P*, действующее на ЗЭл, уменьшается почти вдвое, при этом коэффициент сопротивления ζ клапана уменьшается только на 5 %, поэтому целесообразно ограничить максимальную величину относительного хода (относительного подъема) ЗЭл значением $\frac{h}{DN} = 0,25$.

8.2 Обратные затворы

8.2.1 Для обратных затворов оптимальным вариантом формы диска является тип А (рисунок 4).

8.2.2 Целесообразно максимальный угол поворота диска выбирать равным $\alpha = 75°$, для чего на дисках следует предусматривать упор.

8.2.3 Угол наклона плоскости уплотнения седла относительно вертикальной оси α_c следует выбирать в пределах от 5° до 10°.

8.2.4 Для уменьшения коэффициента сопротивления ζ обратного затвора и для обеспечения мягкой обратной посадки ЗЭл на седло рекомендуются следующие значения α_c:

- при удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}} < 0,3$ – α_c от 10° до 15°;

- при удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}} \geq 0,3$ – α_c от 5° до 10°.

8.3 Преимущества обратных затворов по сравнению с обратными клапанами

Обратные затворы, открывающиеся на угол свыше 35° – 40°, имеют существенно меньший коэффициент сопротивления ζ, чем обратные подъемные клапаны при полном открытии затвора, то есть имеют преимущество при средних и больших расходах.

Лист регистрации изменений

Изм.	Номера листов (страниц)				Всего листов (стр.) в докум.	№ докум.	Вх. № документа и дата	Подпись	Дата
	изме-нённых	заме-нённых	но-вых	анну-лиро-ван-ных					

Генеральный директор АО «НПФ»ЦКБА»	М.С. Стабровский
Директор по научной и экспертной работе	Ю.И. Тарасьев
Главный конструктор	В.П. Лавреженкова
Заместитель директора по научной работе	С.Н. Дунаевский
Начальник технического отдела 121	Т.Н.Венедиктова
Исполнители:	
Ведущий специалист отдела 153	М.И. Силивина
Инженер-исследователь 1 кат. отдела 153	Е.В. Езовитова
Инженер-исследователь 2 кат. отдела 143	Т.И. Болонева

СОГЛАСОВАНО

Председатель ТК 259	М.И. Власов

gost.e-ecolog.ru