

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер Главного
управления промышленной
арматуры

 ЗАК А.А.

"27" дек. 1974 г.

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ
МЕМБРАННЫХ И ПОРШНЕВЫХ
КЛАПАНОВ

Приказом Главного управления от "30" декабря 1974 г.
№ 128 срок введения установлен с "1" мая 1975 г.

* *Снято ограничение срока действия.*

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распро-
страняется на разгруженные электромагнитные мембранные и
поршневые клапаны несвязанного типа и устанавливает методику
гидродинамического расчета на стадии их проектирования.

Применение настоящего РТМ является обязательным на стадии
разработки технического проекта.

* *Письмо №21/2-373 от 13.06.96 из Управления по
развитию химического и нефтяного машиностро-
ения.*

ЗМед - 21.04.97г.

I. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

I.1. Настоящий РТМ применим к клапанам D_y от 25 до 250, работающим на любых однофазных капельных жидкостях^к, имеющих следующие параметры:

- а) температура рабочей среды - не более температуры насыщенной жидкости, если рабочая среда - жидкость; не менее температуры насыщенных паров, если рабочая среда - газ;
- б) давление рабочей среды до 100 ата;
- в) коэффициент кинематической вязкости ν не более 2×10^{-6} м²/сек;

в) режим движения рабочей среды в области квадратичного сопротивления, то есть при числах Рейнольдса Re - не менее 2×10^4

I.2. Основные размеры проточной части, выраженные в относительных единицах (отнесены к условному диаметру D_y) представлены в табл. I (см. черт. I и 2).

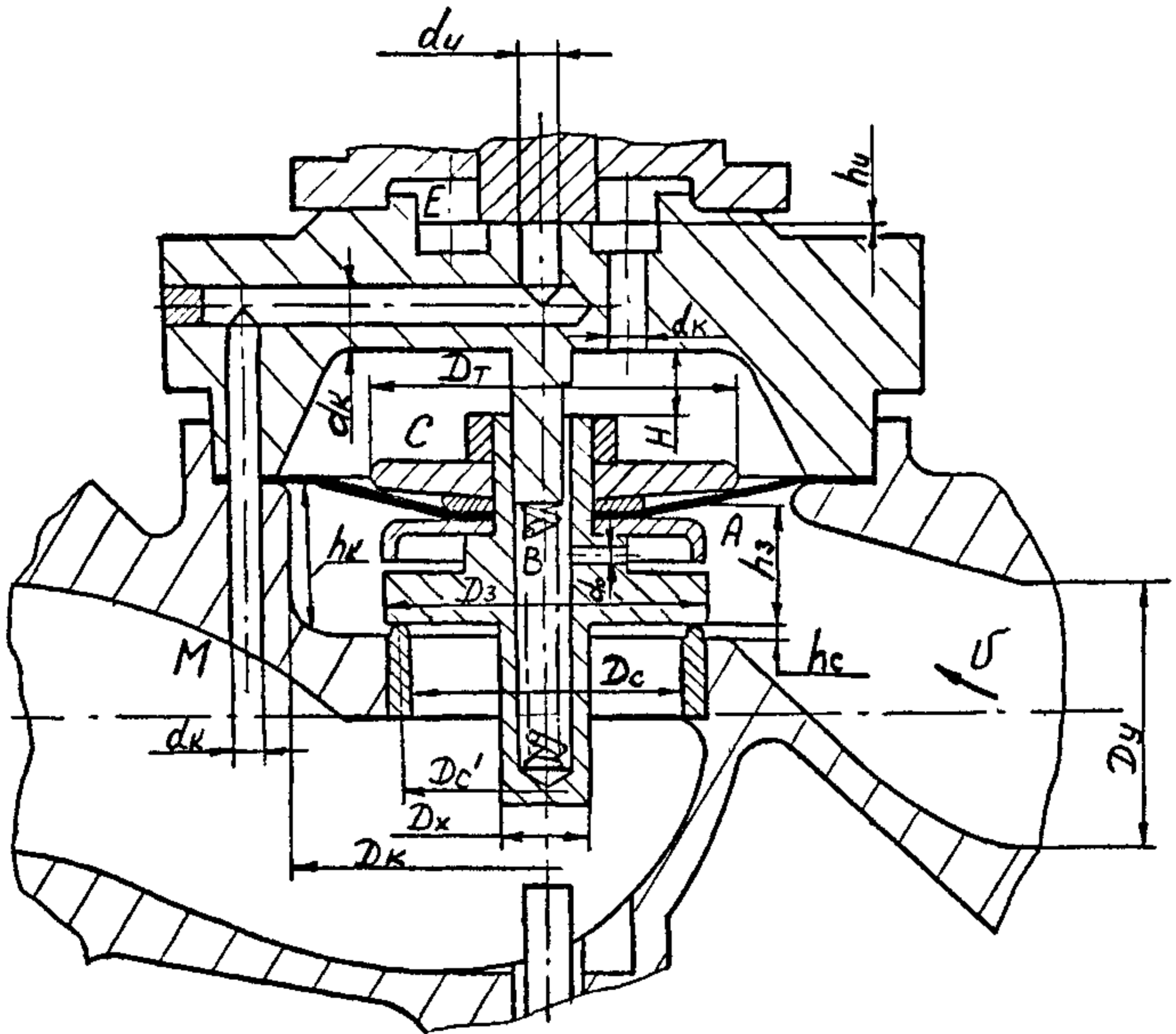
Таблица I

D/D_y не менее	H/D_y	D_c/D_y	D_3/D_y не более	h_3/D_y не менее	h_k/D_y не менее	h_c/D_y не более	D_k/D_y	d_k/D_y
1,75	0,25	1,0	1,25	0,4	0,55	0,0375	0,3	0,125

Относительный ход основного золотника с учетом допуска на величину хода не должен превышать $\frac{H}{D_y} = 0,25$.

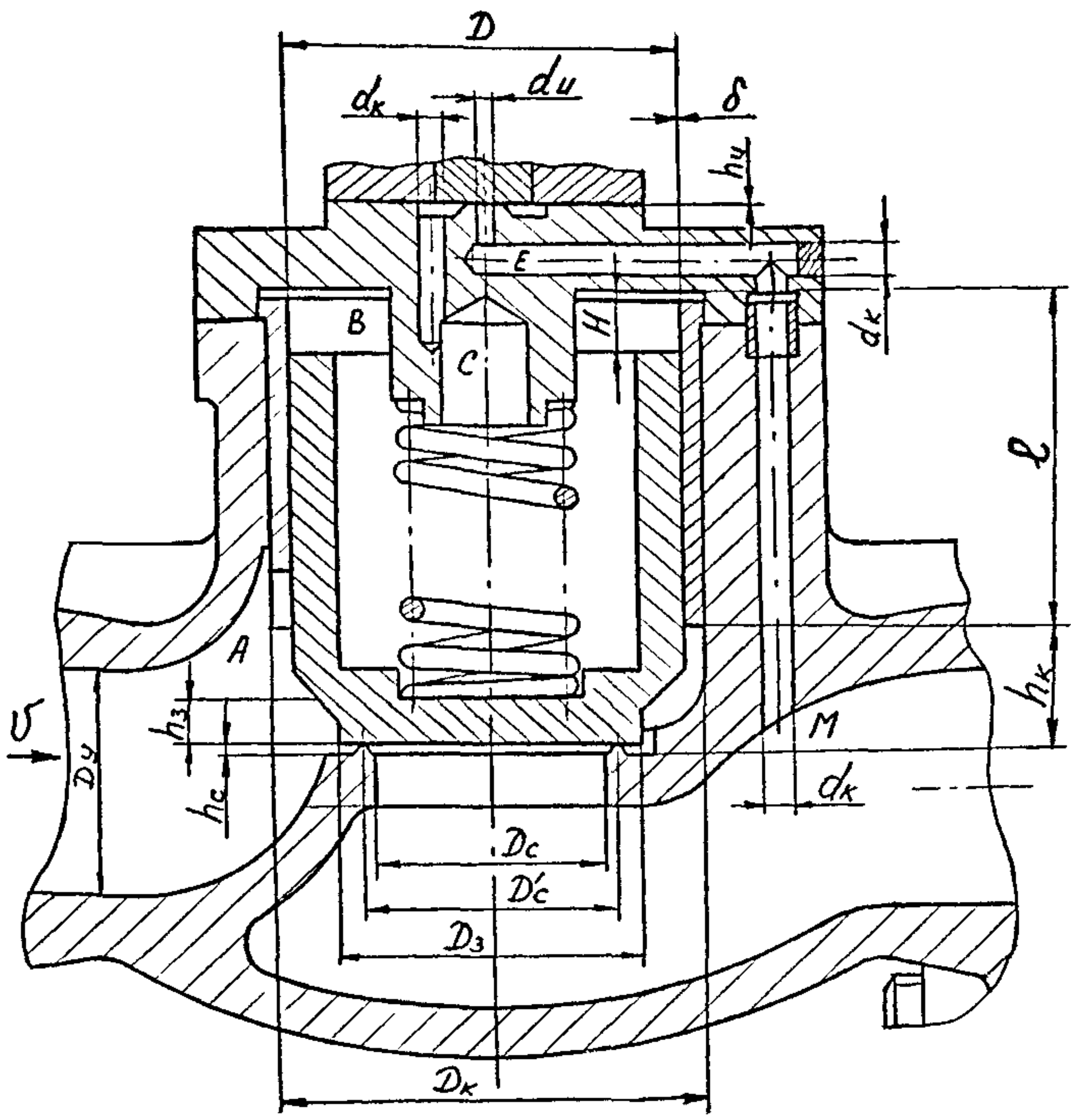
^кимеется в виду и газы при $\frac{P_2'}{P_1'} \geq 0,9$,
 где P_1' и P_2' - абсолютные давления рабочей среды до и после клапана.

Клапан электромагнитный
мембранный



Черт. 1

Клапан электромагнитный поршневой



Черт. 2

2. ЗАДАЧА РАСЧЕТА

2.1. Задача гидродинамического расчета - нахождение величин эффективного диаметра мембраны или диаметра поршня D и коэффициента настройки ψ , при которых одновременно удовлетворяются требования, предъявляемые к клапанам:

а) обеспечение заданной величины минимального перепада давлений на клапане в закрытом состоянии $\Delta P_{3\text{min}}$, при котором клапан должен начать открываться;

б) полное открытие клапана ($\frac{H}{Dy} = 0,25$) при заданной скорости рабочей среды, то есть обеспечение минимально возможного коэффициента гидравлического сопротивления клапана ζ .

Коэффициент настройки ψ определяется по формуле

$$\psi = \frac{f_0^2 \cdot \zeta_u}{f_u^2 \cdot \zeta_0},$$

где ζ_0 - коэффициент гидравлического сопротивления впускного тракта обвода АВС (черт. I, 2), рассчитанных применительно к площади f_0 впускного отверстия диаметром d_0 (для мембранных клапанов) или к площади радиального зазора f_δ (для поршневых клапанов);

ζ_u - коэффициент гидравлического сопротивления импульсного тракта обвода СЕМ (черт. I, 2), рассчитанный применительно к площади f_u импульсного отверстия диаметром d_u .

3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

3.1. Параметры:

- а) температура рабочей среды t , °С;
- б) удельный вес ρ рабочей среды, кгс/м³;
- в) кинематический коэффициент вязкости ν рабочей среды, м²/сек;
- г) условный проход D_y клапана, м;
- д) скорость рабочей среды V , отнесенная к площади условного прохода клапана, м/сек;
- е) минимальный перепад давления на закрытом клапане $\Delta P_{з\text{тп}}$, при котором клапан должен начать открываться, кгс/см²;
- ж) давление рабочей среды до клапана P_1 , кгс/см².

3.2. В том случае, если заказчиком заданы диапазоны температур, давлений и скоростей рабочей среды (сред), то расчет клапана следует вести на такие их значения, при которых скоростной напор $\frac{\rho V^2}{2g}$ принимает наименьшее значение, ($g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ - ускорение силы тяжести).

4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

4.1. Расчет клапанов производится в следующей последовательности:

- а) определение режима течения;
- б) выбор основных геометрических размеров узла золотник-седло;
- в) определение массы затвора m и усилия пружины Q ;
- г) определение критерия настройки ψ , при котором обеспечиваются заданные $\Delta P_{з\text{тп}}$ и $\zeta_{\text{кл}}$;
- д) определение по выбранному критерию настройки величин d_o (δ) и d_u ;

- е) выбор хода импульсного золотника $h_{и}$;
 ж) определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков.

5. РАСЧЕТ

5.1. Режим течения характеризуется числом Рейнольдса Re .
 Число Re рассчитывается по формуле

$$Re = \frac{V \cdot D_y}{\nu} \quad (1)$$

и должно быть не менее 2×10^4 . При Re менее 2×10^4 необходимо изменить исходные данные (V или D_y), так, чтобы получить значение Re не менее 2×10^4 .

5.2. Основные геометрические размеры проточной части клапана конструктивно принимаются в соответствии с табл. I.

5.3. Масса движущихся частей определяется суммой масс составляющих и рассчитывается по формуле,

$$m = \frac{1}{g} \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i \cdot W_i \left[\frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}} \right], \quad (2)$$

где W_i - объем i -ой составляющей движущихся частей, м^3
 берется из п. 5.2. ;

δ_i - удельный вес i -ой составляющей движущихся частей, $\text{кгс}/\text{м}^3$.

Величина усилия пружины Q [кгс] определяется исходя из требований, предъявляемых к герметичности в затворе при заданном перепаде давлений на закрытом затворе.

5.4. Определение ψ , обеспечивающего $\Delta P_{з\text{min}}$, производится по формуле:

$$\psi = \frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 D^2 \cdot \Delta P_{з\text{min}}} + \left(\frac{D_c}{D} \right)^2} - 1 \quad (3)$$

Если расчетное значение $\psi \geq 1$, то следует принять ψ равное 1.

Расчет ведется в табличной форме.

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$m, \frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$	
$g, \frac{\text{м}}{\text{сек}^2}$	9,81
$Q, \text{кгс}$	
$m \cdot g + Q, \text{кгс}$	
$D, \text{м}$	
$D^2, \text{м}^2$	
$\Delta P_{3\text{min}}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	
$7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3\text{min}}, \text{кгс}$	
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3\text{min}}}$	
$D'_c, \text{м}$	
$(D'_c)^2, \text{м}^2$	
$\left(\frac{D'_c}{D}\right)^2$	
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3\text{min}}} + \left(\frac{D'_c}{D}\right)^2$	
$\frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3\text{min}}} + \left(\frac{D'_c}{D}\right)^2}$	
$\psi = \frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3\text{min}}} + \left(\frac{D'_c}{D}\right)^2} - 1$	

5.5. Определение ψ , обеспечивающего открытие клапана на полный ход ($\frac{H}{D_y} = 0,25$) при заданных U , δ производится по формуле:

$$\psi = \frac{0,0046 \cdot \delta \cdot U^2 \cdot \rho \cdot D^2}{m \cdot g + Q - 0,04 \cdot \delta \cdot U^2 \cdot \bar{P}_{\text{эв}} \cdot D^2} - 1$$

где $\bar{P}_{экв.}$ - эквивалентный коэффициент давления;

ζ - коэффициент гидравлического сопротивления клапана.

Значения $\bar{P}_{экв.}$ и ζ следует брать из черт. 3 и 4 для $\frac{H}{D_y} = 0,25$.

Если расчетное значение Ψ отрицательное, то необходимо изменить D, Q или $\frac{\delta V^2}{2g}$ таким образом, чтобы стало положительным.

Расчет ведется в табличной форме (см. п. 5.4.).

5.6. Для одновременного удовлетворения требований п. 5.4. и п. 5.5. следует дальнейшие расчеты вести по наименьшему значению Ψ .

5.7. Определение d_o и d_u для мембранных клапанов.

По значению критерия настройки Ψ (п. 5.6) из табл. 2 находятся значения d_o и d_u . Одному значению Ψ может соответствовать несколько комбинаций значений d_o и d_u . Конструктивно задается значением d_u . По d_u и Ψ определяют d_o .

5.8. Определение зазора δ между поршнем и направляющей втулкой и d_u для поршневых клапанов производится по формуле:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\lambda \cdot l \cdot \Psi \cdot f_u^2}{3,46 \times D_o^2 \cdot \zeta_u}}, \quad (5)$$

где λ^* - коэффициент сопротивления трения;

l - длина поршня, см; выбирается конструктивно;

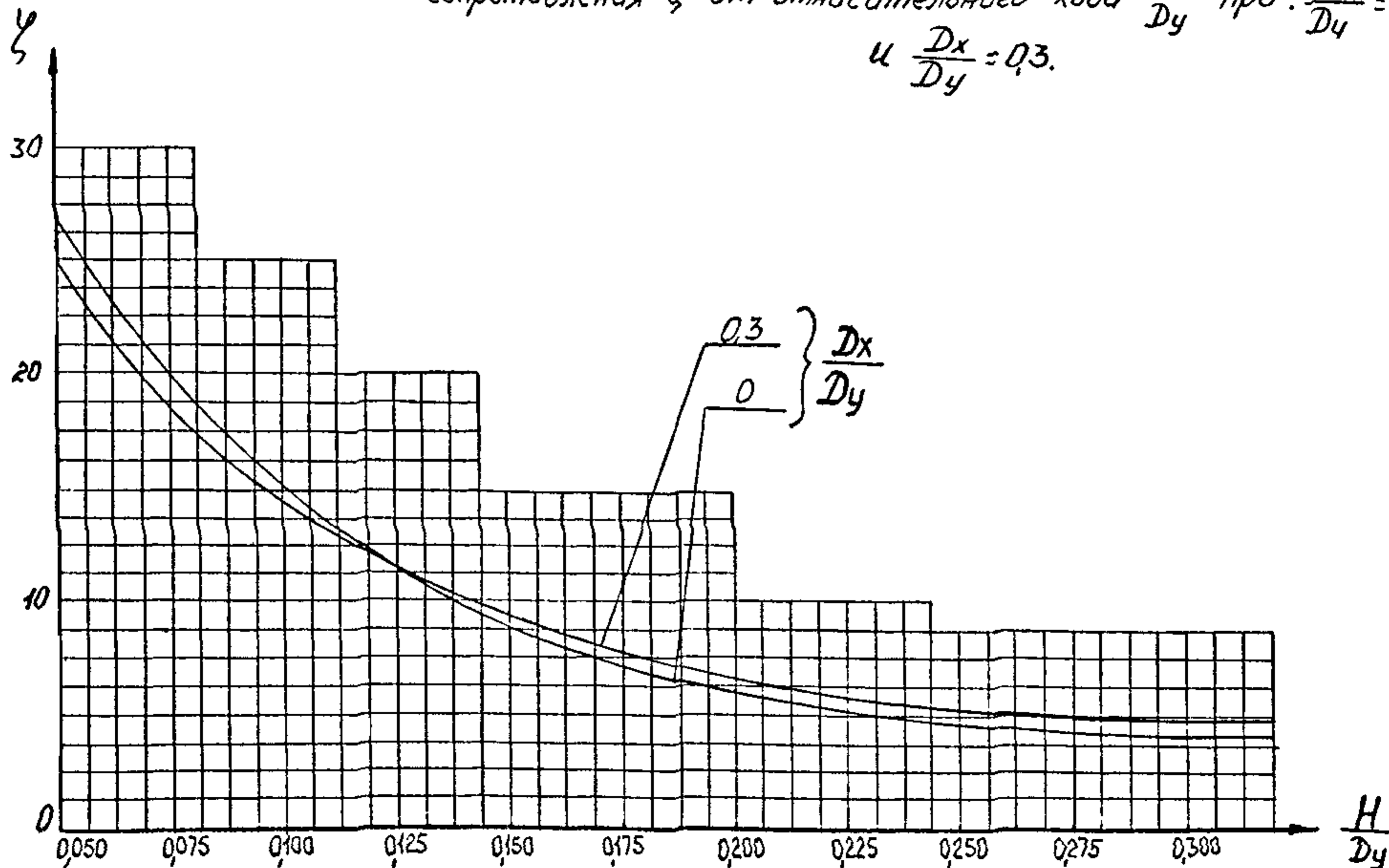
D_o - средний диаметр, см; принимается $D_o \approx D$;

δ - ширина кольцевого зазора при максимальной температуре рабочей среды, см.

Для расчета значение Ψ берется из п. 5.6.

② *Идельчик И.Е. Справочник "Гидравлические характеристики", ГИДРОТЕХНИКА, 1960. Москва Машиностроение, 1975г

График зависимости коэффициента гидравлического сопротивления ζ от относительного хода $\frac{H}{Dy}$ при: $\frac{Dx}{Dy} = 0$ и $\frac{Dx}{Dy} = 0,3$.



Черт. 3

РТМ26-07-181-74 Спр.10

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3 \min}} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2$	0,4503
$\frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot \Delta P_{3 \min} \cdot D^2} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2}$	2,21
$\frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot \Delta P_{3 \min} \cdot D^2} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2} - 1$	1,21

Принимаем $\psi = 1$

2.7. Расчет ψ , обеспечивающего открытие клапана на полный ход ($\frac{H}{D_y} = 0,25$) при заданном скоростном напоре $\frac{\delta v^2}{2g}$ представлен в табл. 2.

Таблица 2

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$m, \frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$	0,35
$g, \frac{\text{м}}{\text{сек}^2}$	9,81
$m \cdot g, \text{кгс}$	0,343
$Q, \text{кгс}$	1,2
$m \cdot g + Q, \text{кгс}$	1,543
$D, \text{м}$	0,07
$D^2, \text{м}^2$	0,0049
$v, \frac{\text{м}}{\text{сек}}$	1
$v^2, \frac{\text{м}^2}{\text{сек}^2}$	1
ζ	6,5
$\gamma, \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}$	1000
$0,0046 \cdot \gamma \cdot v^2 \cdot D^2 \cdot \zeta, \text{кгс}$	1,465

Таблица 2

		ψ							
d_u мм	$d_0, \text{мм}$								
	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
1,2	0,14	0,35							
1,5	0,06	0,15	0,51	0,88					
1,8	0,03	0,08	0,26	0,45	0,82	1,00			
2,2	0,02	0,04	0,13	0,22	0,41	0,50	0,76	1,00	
2,5	0,01	0,02	0,08	0,14	0,25	0,31	0,47	0,62	0,90
2,6	0,01	0,02	0,07	0,12	0,22	0,27	0,40	0,53	0,78
2,8	0,01	0,02	0,05	0,09	0,17	0,21	0,31	0,41	0,60
3,0	0,01	0,01	0,04	0,07	0,13	0,16	0,25	0,32	0,47
3,5	0,003	0,01	0,03	0,05	0,09	0,11	0,17	0,22	0,32
4,0	0,003	0,01	0,02	0,04	0,03	0,09	0,14	0,19	0,27

Таблица 3

d_u	мм	4	3,5	3,0	2,8	2,5	2,2	1,8	1,5
$\frac{f_u^2}{\zeta_u}$	см ⁴	0,0051	0,0043	0,00289	0,00237	0,00155	0,00098	0,00047	0,00024

Для нахождения величины $\frac{f_u^2}{\xi_u}$ необходимо задаться d_u и из табл.3 найти значение $\frac{f_u^2}{\xi_u}$.

Расчет ведется в табличной форме (см. п. 5.4.)

5.9. Ход h_u определяется из выражения $h_u = 0,4 + 0,8)d_u$

5.10. Определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков:

а) по выбранному значению эффективного диаметра мембраны D рассчитывается диаметр камеры D_k для мембранных клапанов по формуле

$$D = K \frac{D_k + D_T}{2}, \quad (6)$$

где K - коэффициент, учитывающий изменение эффективной площади мембраны с ходом.

($K \approx 0,975$ - для гофрированных резиновых и резинотканевых мембран.

D_T может принимать любое значение в диапазоне $\frac{D_3}{D_y} \leq \frac{D_T}{D_y} < \frac{D_k}{D_y}$

Для поршневых клапанов D_k равен D плюс удвоенная толщина направляющей втулки. Диаметр втулки выбирается конструктивно.

б) при выбранном значении D_k конструктивно определяется относительная строительная длина корпуса $\frac{L}{D_y}$ (строительная длина, отнесенная к условному диаметру).

Окончательная величина $\frac{L}{D_y}$ принимается равной ближайшему значению относительной строительной длины $\frac{L'}{D_y}$ корпусов вентиля,

конфигурация и размеры проточной части которых соответствуют
 ② ~~ОСТ 26 07-2043-81, Арматура трубопроводная Клапаны~~
~~РТУ 47-67 "Рекомендуемые форма и размеры проточной части арматуры~~
~~запорные Форма и размеры проточной части литых~~
~~с диаметром седла равным диаметру условного прохода". Издание ЦКБА,~~
~~корпусов "~~
~~1967 г.~~

- ② Для каждого $\frac{L'}{D_y}$ в ~~РТМ 47-67~~ ^{ОГТ 26-07-2043-81} приведены размеры подводящего и отводящего патрубков. Эти размеры для проектируемого электромагнитного клапана должны быть изменены в отношении масштаба m , равного $m = \frac{D_y}{D'_y}$.

Приложение: пример типового расчета.

Генеральный директор
НПОА "Знамя труда"



КОСЫХ С.И.

Главный инженер
НПОА "Знамя труда"



САРАЙЛОВ М.Г.

Главный инженер ЦКБА



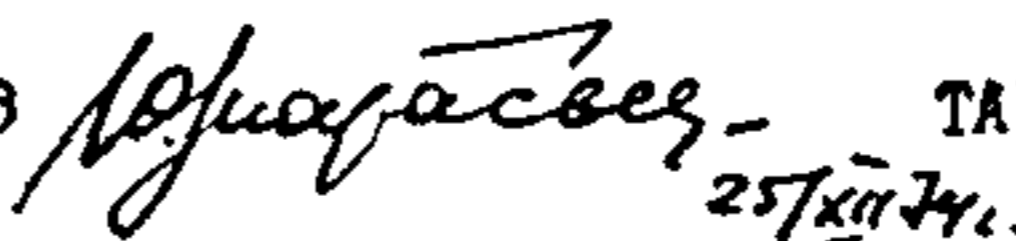
ШАХОВ О.Н.

Заведующий отделом №161



ПЕРОВ П.Ф.

Заведующий отделом №153



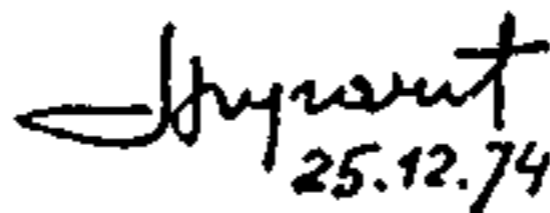
ТАРАШЕВ Д.И.

Руководитель темы
зам. зав. отделом №153



ПИНАЕВА Е.Г.

Ответственный исполнитель
старший инженер отдела №153



ПУГАЧЕВ А.И.

25.12.74

ПРИМЕР РАСЧЕТА
 ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО МЕМБРАННОГО
 КЛАПАНА

1. ЗАДАЧА РАСЧЕТА

1.1. Определить основные геометрические размеры проточной части клапана для заданных условий эксплуатации.

1.2. Исходные данные для расчета:

рабочая среда - вода;

t рабочей среды от $+2^{\circ}\text{C}$ до $+20^{\circ}\text{C}$;

D_{y40} ;

P_1 от 1 ати до 16 ати;

V до 3 м/сек;

$\Delta P_{3min} = 0,5 \text{ кгс/см}^2$.

2. РАСЧЕТ

2.1. Определение значений $P_1; t; \gamma; \nu; \nu$, на которые следует вести расчет, производится из условия

$$\frac{\gamma \cdot \nu^2}{2g} = \min \quad / \text{ I } /$$

Исходя из условия / I / расчет ведется на следующие параметры рабочей среды: $t = 20^{\circ}\text{C}$, $P_1 = 1 \text{ кгс/см}^2$.

Удельный вес γ воды при $t = 20^{\circ}\text{C}$ и $P_1 = 1 \text{ кгс/см}^2$ равен $\cong 1000 \text{ кг/м}^3$.

Так как нижний предел скорости не оговорен примем $V = 1 \text{ м/сек}$.

Кинематический коэффициент вязкости воды примем при наименьшей температуре, то есть $t = 2^{\circ}\text{C}$; $\nu = 1,76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

2.2. Определение режима течения производится по формуле:

$$Re = \frac{V \cdot D_y}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,04}{1,76 \cdot 10^{-6}} = 2,27 \cdot 10^4$$

Расчетное значение Re не менее допустимого.

2.3. Основные геометрические размеры принимаем в соответствии с табл. I:

$$D = 70 \text{ мм}; \quad H = 10 \text{ мм}; \quad D_c = 40 \text{ мм}; \quad D_3 = 50 \text{ мм};$$

$$h_3 = 16 \text{ мм}; \quad h_k = 22 \text{ мм}; \quad h_c = 1,5 \text{ мм}; \quad D_x = 12 \text{ мм};$$

$$d_k = 5 \text{ мм}; \quad D'_c = 0,0425.$$

2.4. Масса движущихся частей (основного золотника), соответствующая принятым основным геометрическим размерам, равна

$$m \approx 0,35 \text{ кг сек}^2/\text{м}$$

2.5. Принимаем усилие пружины $Q = 1,2 \text{ кгс}$.

2.6. Расчет ψ , обеспечивающего $\Delta P_{3 \min}$, представлен в табл. I.

Таблица I

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
m , $\frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$	0,35
g , $\frac{\text{м}}{\text{сек}^2}$	9,81
Q , кгс	1,2
$m \cdot g$, кгс	0,343
$m \cdot g + Q$, кгс	1,543
D , м	0,07
D^2 , м ²	0,0049
$\Delta P_{3 \min}$	0,5
$7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3 \min}$	19,25
D'_c , м	0,0425
$(D'_c)^2$, м ²	0,00181
$(\frac{D'_c}{D})^2$	0,37
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 D^2 \cdot \Delta P_{3 \min}}$	0,0803

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$\bar{P}_{эжв}$	-1,85
$0,04 \cdot \gamma \cdot \delta^2 \cdot D^2 \cdot \bar{P}_{эжв}$, кгс	-0,363
$m \cdot g + Q - 0,04 \cdot \gamma \cdot \delta^2 \cdot D^2 \cdot \bar{P}_{эжв}$, кгс	1,906
$\frac{0,0046 \cdot \gamma \cdot \delta^2 \cdot \xi \cdot D^2}{m \cdot g + Q - 0,04 \cdot \gamma \cdot \delta^2 \cdot D^2 \cdot \bar{P}_{эжв}}$	0,77
$\frac{0,0046 \cdot \gamma \cdot \delta^2 \cdot D^2 \cdot \xi}{m \cdot g + Q - 0,04 \cdot \gamma \cdot \delta^2 \cdot \bar{P}_{эжв}} - 1$	-0,23

Отрицательное значение ψ свидетельствует о неполном открытии клапана; то есть $\frac{H}{D_y} < 0,25$.

Для обеспечения открытия клапана на полный ход ($\frac{H}{D_y} = 0,25$) при заданных параметрах рабочей среды необходимо увеличить эффективный диаметр мембраны D до такого значения, при котором ψ будет больше нуля.

Используя метод последовательных приближений, получим $D = 0,0985$ м при $\psi = 0,2$.

2.8. Определение d_u и d_o .

Задаемся $d_u = 2,2$ м. Значениям $d_u = 2,2$ мм и $\psi = 0,2$ соответствует $d_o = 1,4$ мм.

2.9. Ход h_u принимаем равным $0,5 d_u$

$$h_u = 0,5 d_u = 0,5 \cdot 2,2 = 1,1 \text{ мм}$$

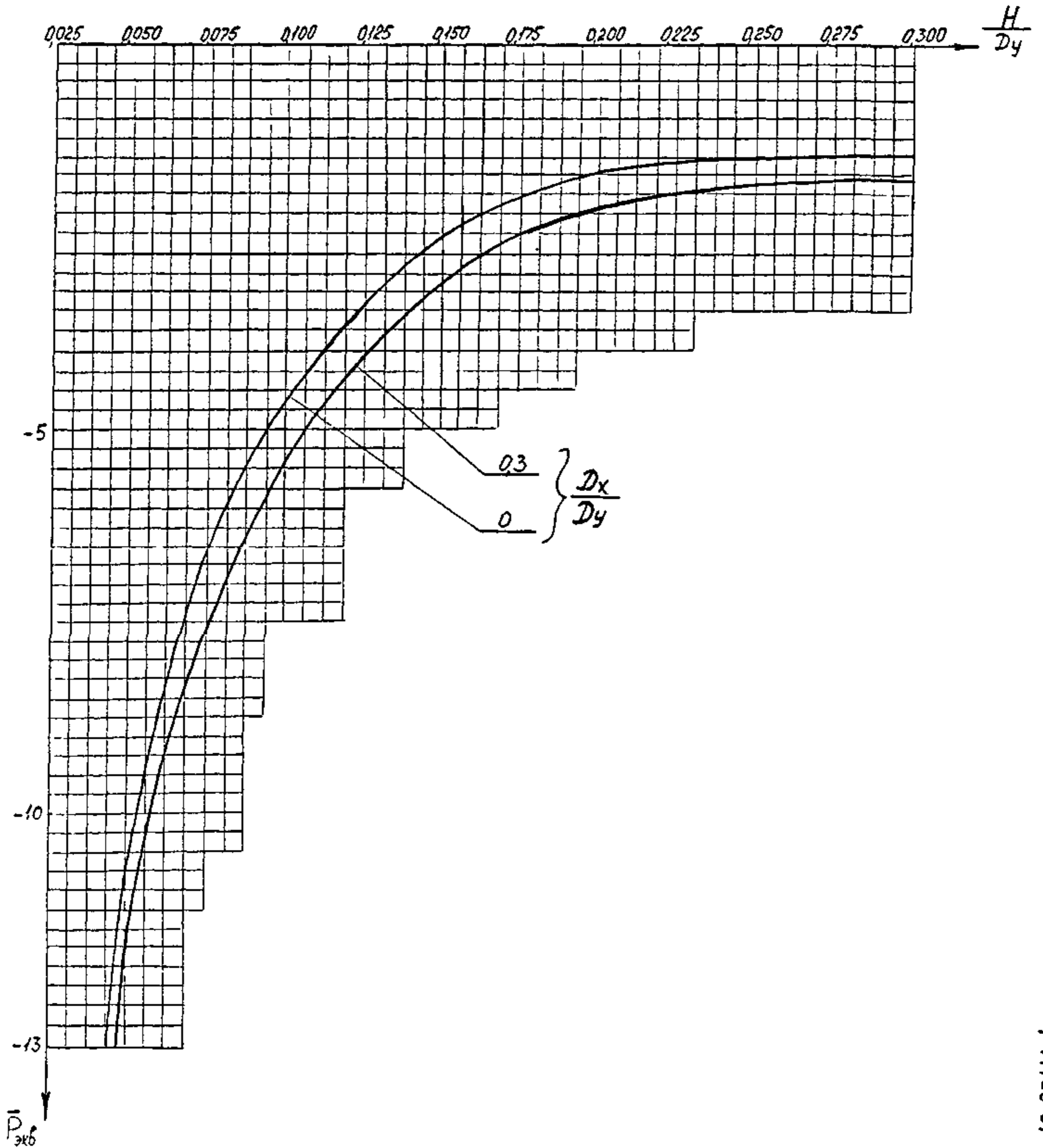
2.10. Определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков корпуса.

Задаемся $D_T = 0,095$ м, тогда

$$D_K = \frac{2D}{K} - D = \frac{2 \cdot 0,0985}{0,975} - 0,095 = 0,107 \text{ м}$$

Конструктивно принимаем (при $D_K = 0,107$ м) строительную

График зависимости эквивалентного
коэффициента давления $\bar{P}_{экв}$ от отно-
сительного хода $\frac{H}{D_y}$ при $\frac{D_x}{D_y} = 0$ и $\frac{D_x}{D_y} = 0,3$.



Черт 4

длину корпуса клапана L равной 230 мм, тогда

$$\frac{L}{D_y} = \frac{230}{40} = 5,75$$

Принимаем из РТМ 47-67 ближайшее значение $\frac{L'}{D'_y} = 5,65$

Эта величина определяет масштаб m :

$$m = \frac{D_y}{D'_y} = \frac{40}{50} = 0,8$$

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

3.1. При проектировании электромагнитного мембранного клапана для заданных условий эксплуатации необходимо принять следующие основные геометрические размеры проточной части клапана:

$$D_k = 107 \text{ мм}$$

$$D_x = 12 \text{ мм}$$

$$D_T = 95 \text{ мм}$$

$$d_k = 5 \text{ мм}$$

$$D_c = 40 \text{ мм}$$

$$D'_c = 42,5 \text{ мм}$$

$$H = 10 \text{ мм}$$

$$d_u = 2,2 \text{ мм}$$

$$D_3 = 50 \text{ мм}$$

$$d_o = 1,4 \text{ мм}$$

$$h_3 = 16 \text{ мм}$$

$$L = 225 \text{ мм}$$

$$h_k = 22 \text{ мм}$$

$$m = 0,8$$

$$h_c = 1,5 \text{ мм}$$

3.2. Расчет электромагнитного поршневого клапана аналогичен вышеизложенному.