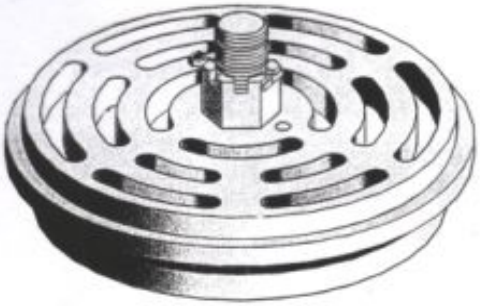
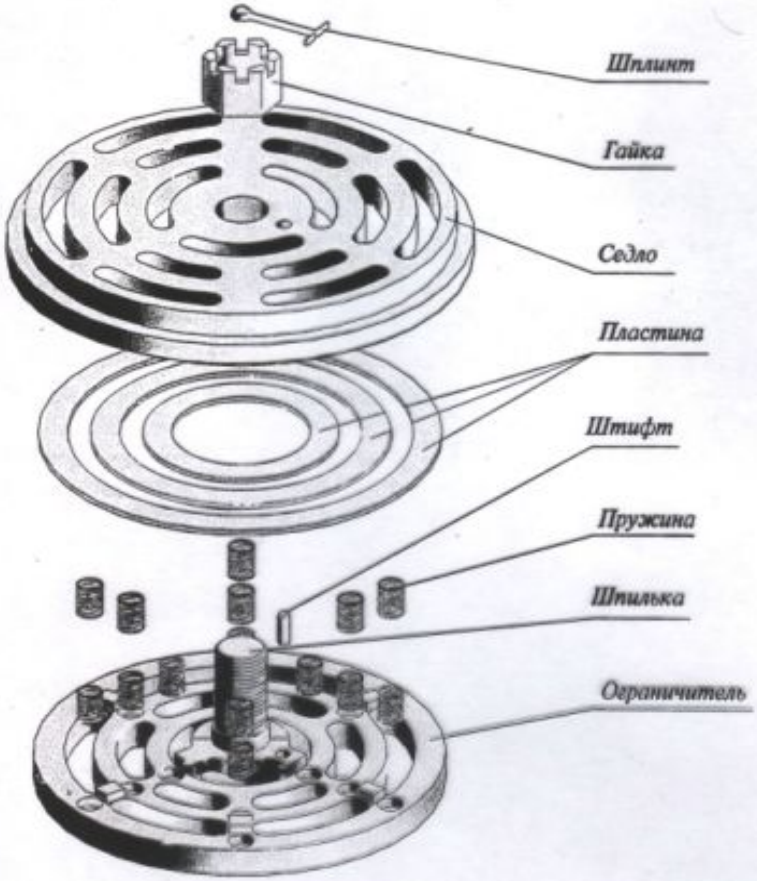
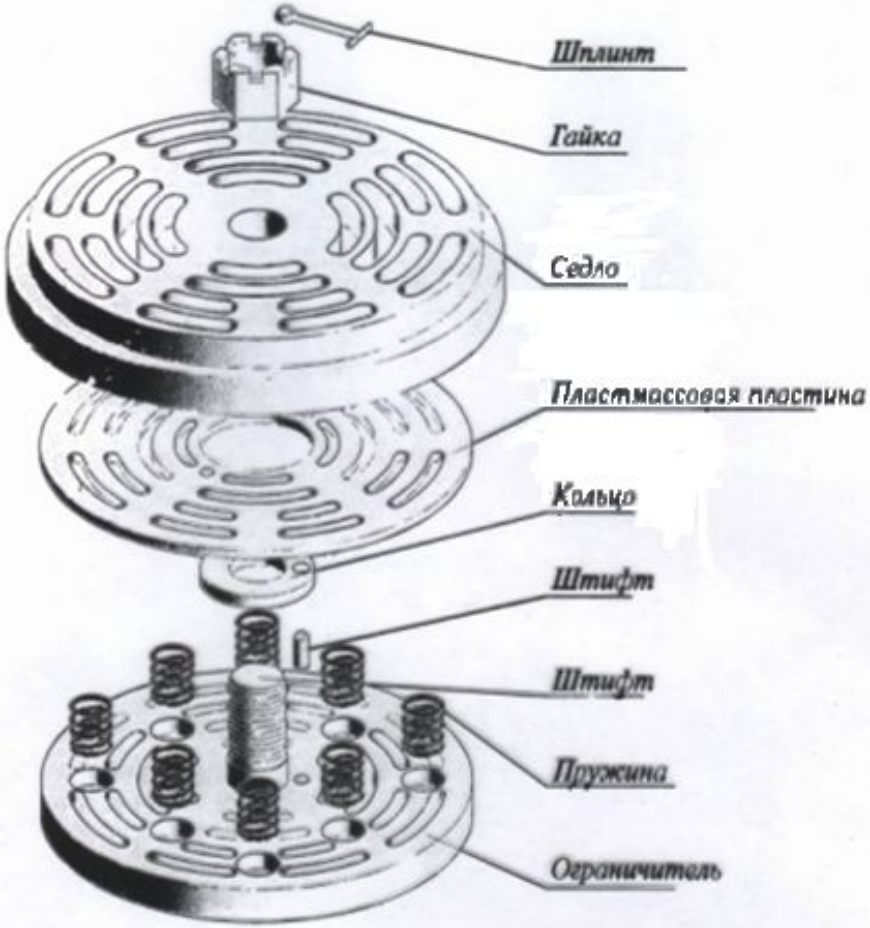
КЛАПАНЫ

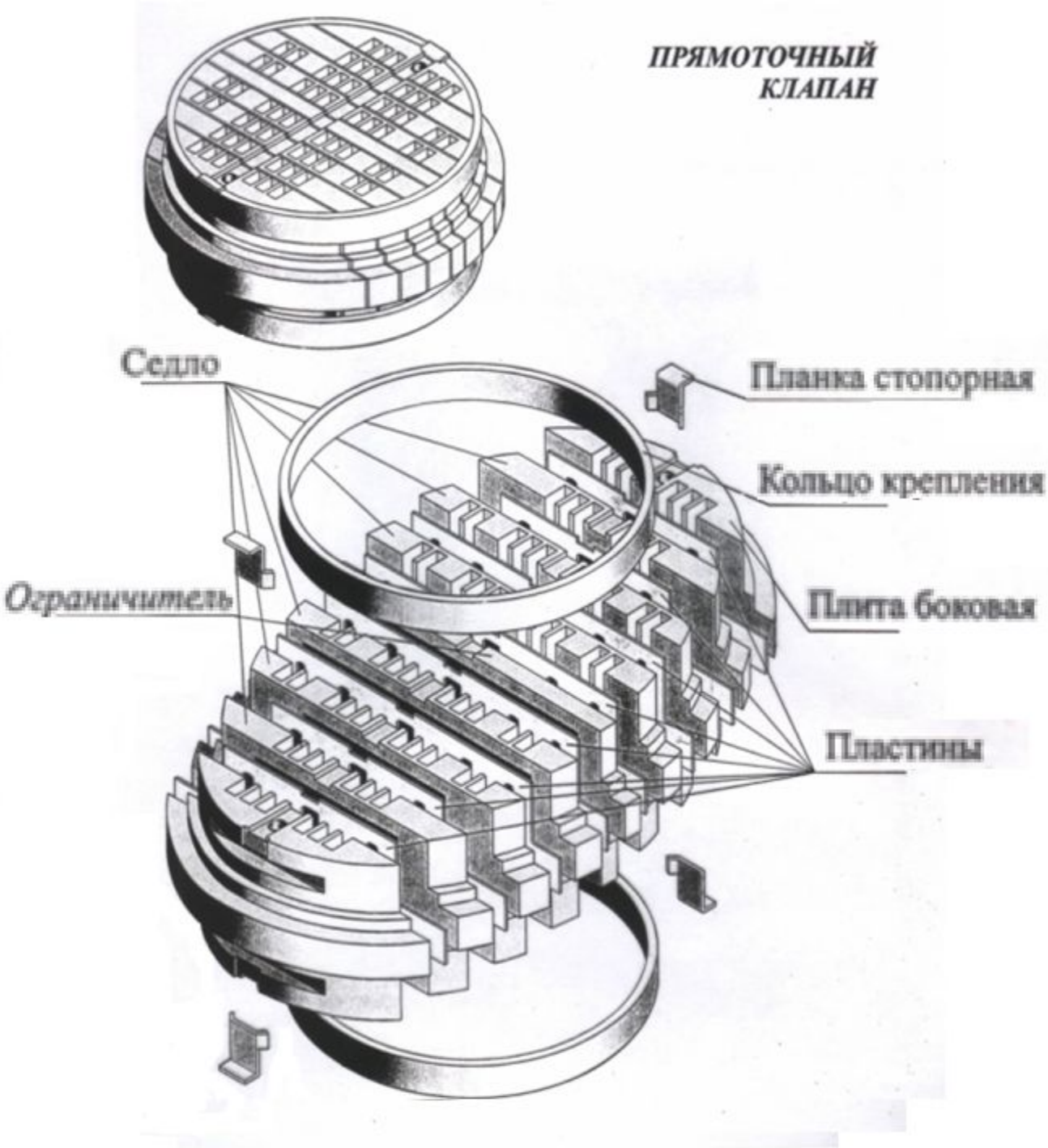
КОЛЬЦЕВЫЕ КЛАПАНЫ

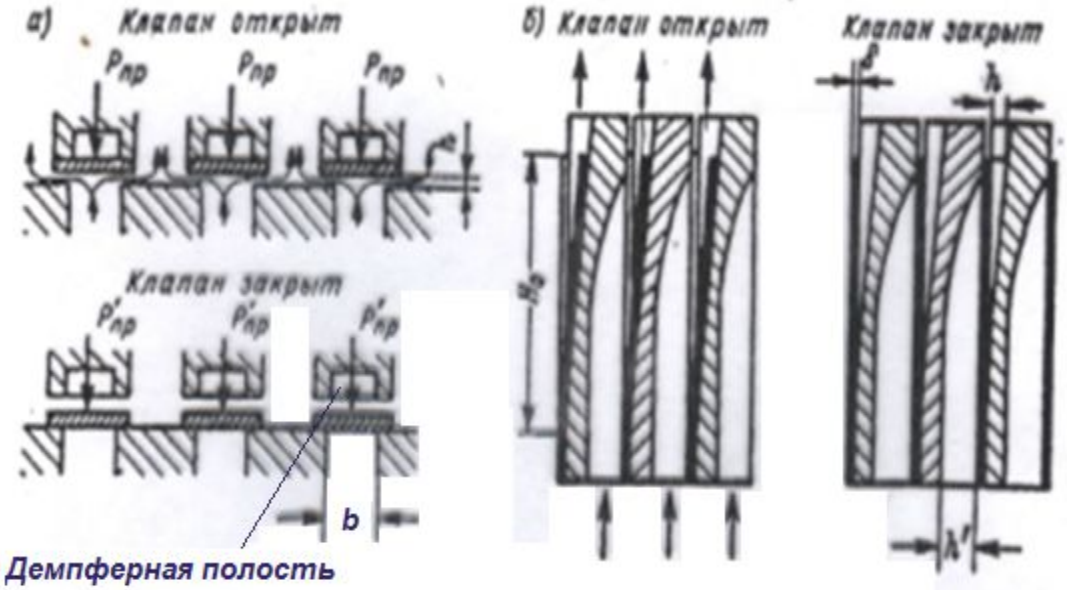


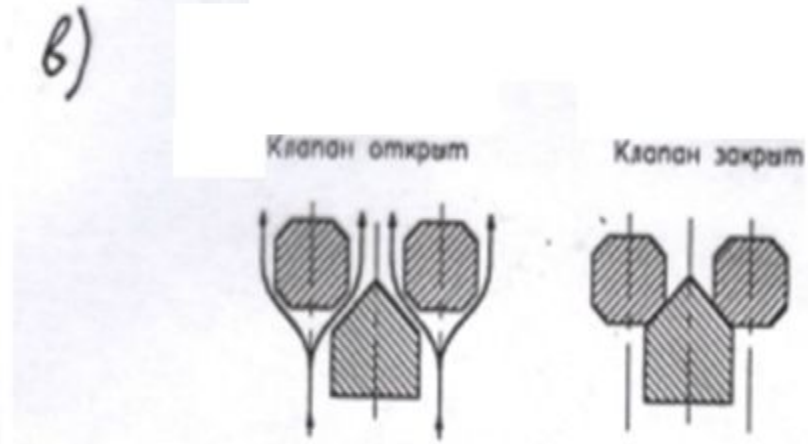


ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ
с пластмассовыми пластинами

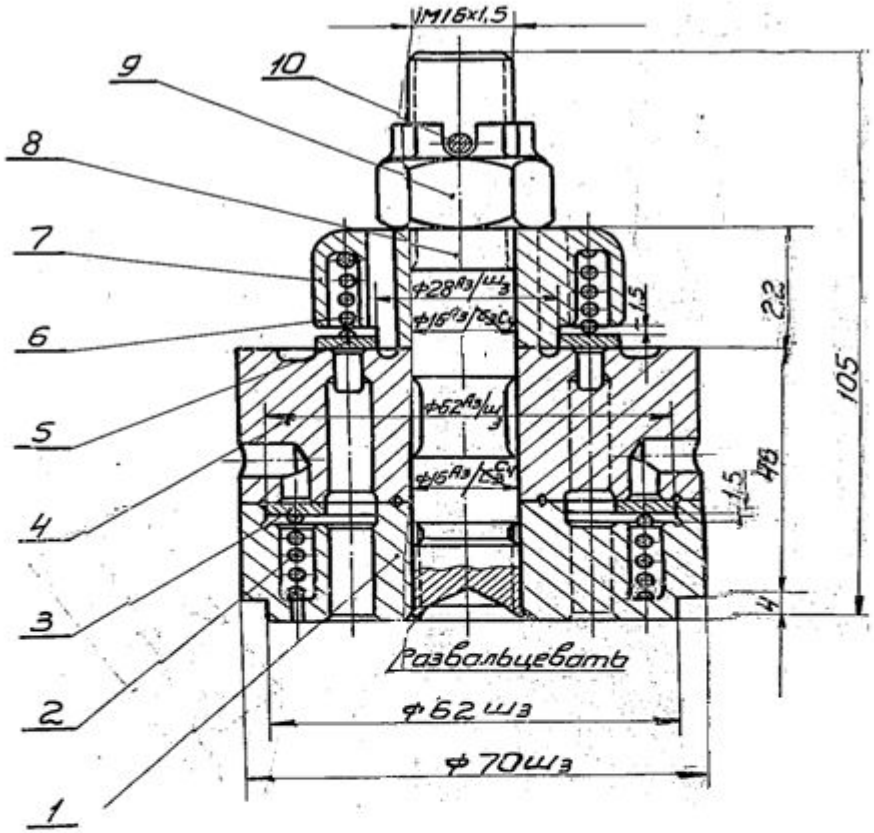



ПРЯМОТОЧНЫЙ КЛАПАН
Седло
Планка стопорная
Кольцо крепления
Ограничитель
Плита боковая
Пластины


а)
Клапан открыт
$P_{пр}$
$P_{пр}$
$P_{пр}$
Клапан закрыт
$P'_{пр}$
$P'_{пр}$
$P'_{пр}$
b
Демпферная полость
б) Клапан открыт
Клапан закрыт
β
λ_1
H_0
λ'


в)
Клапан открыт
Клапан закрыт

Клапан комбинированный КК - 62



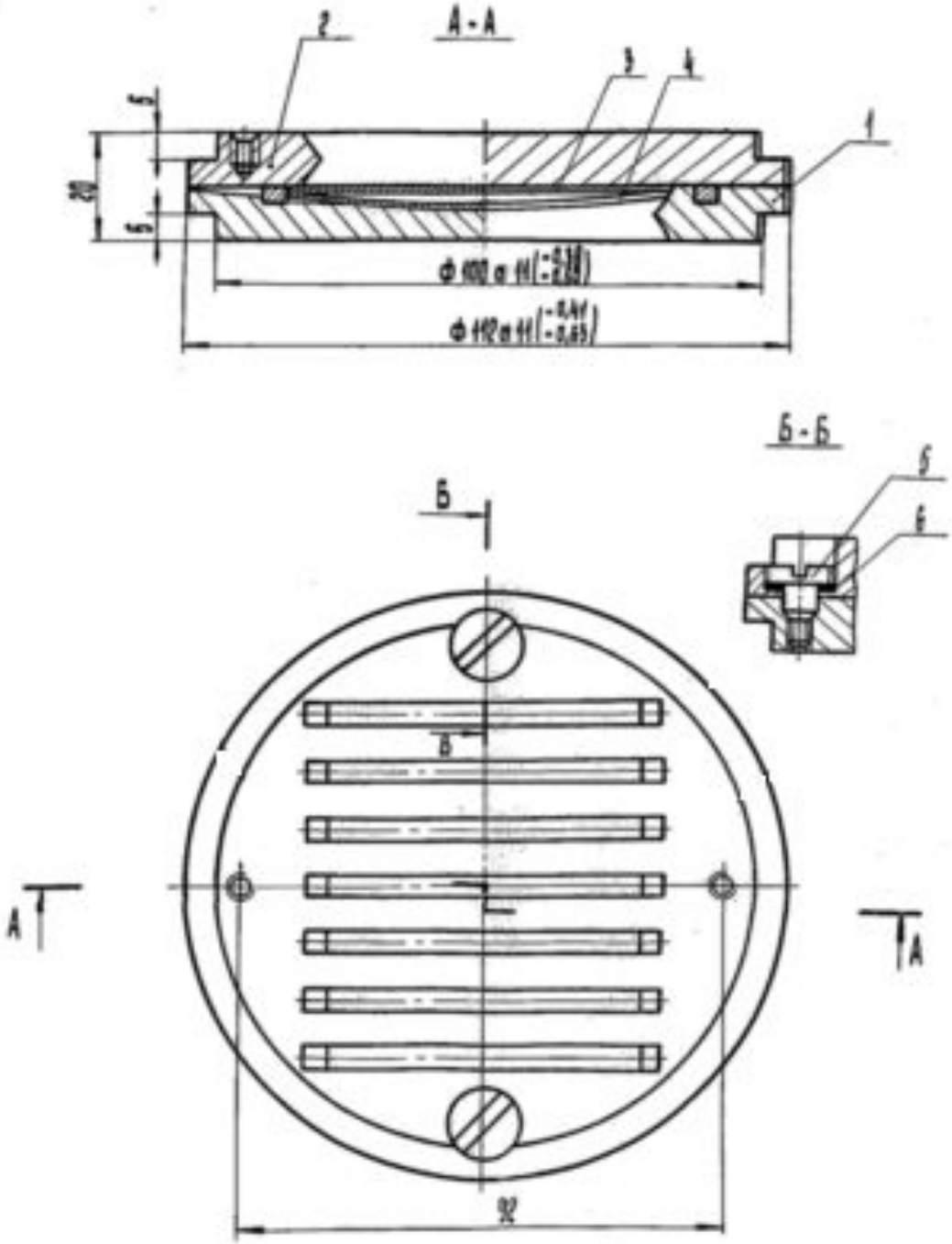
I Максимально допустимый перепад давления – 150 ата.

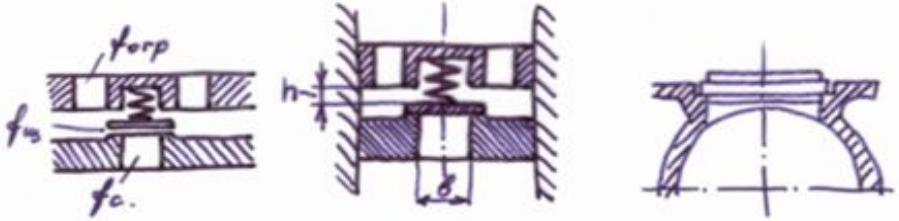
II Площадь прохода в щели:

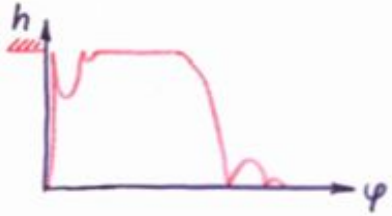
1. Всасыв. клапана $\Phi = 1{,}675\ см^2$
2. Нагнетат. клапана $\Phi = 2{,}64\ см^2$

III Объем вредного пространства клапана $V = 28{,}85\ см^3$

Высота подъёма пластины „h"			
Пластина больш.		Пластина малая	
Номин. мм	Фактическая мм	Номин. мм	Фактическая мм
1,0	0,9...1,22	1,0	0,9...1,22


А - А
Б - Б
Б
А
А
1
2
3
4
5
6
92

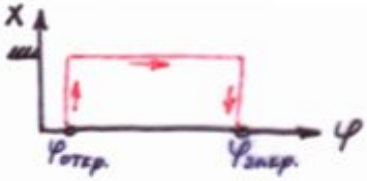




Требования к самодействующим клапанам:

1) малый мертвый объем,
2) малые гидравлические сопротивления,
3) своевременность открытия и закрытия,
4) плотность в закрытом состоянии,
5) надежность, долговечность,
6) взаимозаменяемость.

Важно! Взаимосвязь между требованиями.



Два подхода к изменению площади щели:

1) мгновенное открытие и закрытие,
2) не мгновенное открытие и закрытие

Два подхода к описанию массовых потоков:

1. Предполагается, что жидкость - идеальный газ.

$$\omega = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad (6.1)$$

или

$$M = f \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (6.2)$$

Для реального клапана

$$M = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (6.3)$$

2. Предполагается, что жидкость несжимаема.

$$M = \alpha \cdot f \sqrt{2\rho_0 (p_0 - p)}$$

или для сжимаемой жидкости

$$M = \alpha \cdot \underline{\varepsilon_p} \cdot f \sqrt{2\rho_0 (p_0 - p)} \qquad (6.4)$$

где

$$\varepsilon_p = 1 - \frac{c}{k} \cdot \frac{p_0 - p}{p_0} \qquad (6.5)$$

ЭКВИВАЛЕНТНАЯ ПЛОЩАДЬ

Для несжимаемой жидкости

$$\Delta p = \zeta \frac{c_r^2}{2}\rho = \zeta \frac{V^2}{2f^2}\cdot\rho \qquad (6.6)$$

откуда

$$V = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} f \cdot \sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}} \qquad (6.7)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = \alpha \qquad (\alpha < 1) \qquad (6.8)$$

Тогда

$$V = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}} \qquad (6.9)$$

$$\boxed{\alpha \cdot f = \Phi} \qquad (\Phi < f) \qquad (6.10)$$

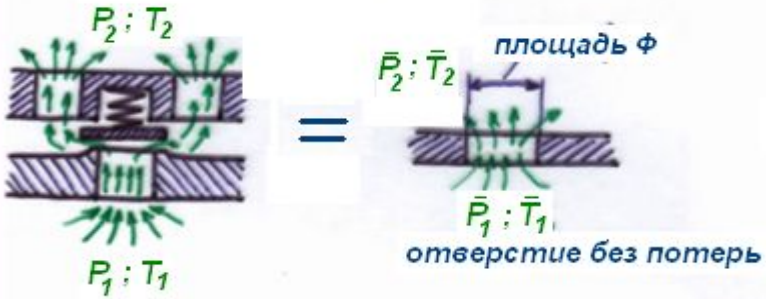
Теперь

$$V = \Phi\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}} \qquad (6.11)$$

Можно получить

$$\Phi = \alpha \cdot f = \frac{f}{\sqrt{\zeta}} \qquad (6.12)$$

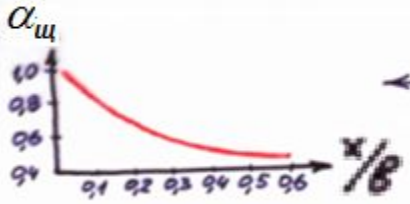
Замена клапана эквивалентным отверстием



$p_1 = \bar{p}_1 ; \quad T_1 = \bar{T}_1$

$p_2 = \bar{p}_2 \quad T_2 = \bar{T}_2$

$$\boxed{\Phi = \alpha_{кл} \cdot f_{кл} = \alpha_c \cdot f_c = \alpha_{отр} \cdot f_{отр}}$$



← $\alpha_щ$ для дисковых клапанов

Для полосовых клапанов $\left(\frac{x}{B}\right)_{прив} = \frac{f_{щ}}{2f_c}$

ЭКВИВАЛЕНТНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНЕ

$$w_ф = \frac{V}{\Phi} = \frac{V}{\alpha \cdot f} = \frac{V}{f} \cdot \sqrt{\varepsilon} \qquad (6.14)$$

$$\Delta p = \frac{w_ф^2}{2} \cdot \rho \qquad (6.15)$$

КОЭФФИЦИЕНТ РАСШИРЕНИЯ

Общее выражение для ε_p см. ур-ние (6.5)

В компрессорах принято

$$\varepsilon_p = 1 - 0{,}3\,\frac{p_1 - p_2}{p_1} \qquad (6.17)$$

ε всегда < 1

УСЛОВНАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНЕ

$$\overline{w}_ф = C_m \cdot \frac{F_п}{Z_{кл} \cdot \Phi} \qquad (6.18)$$

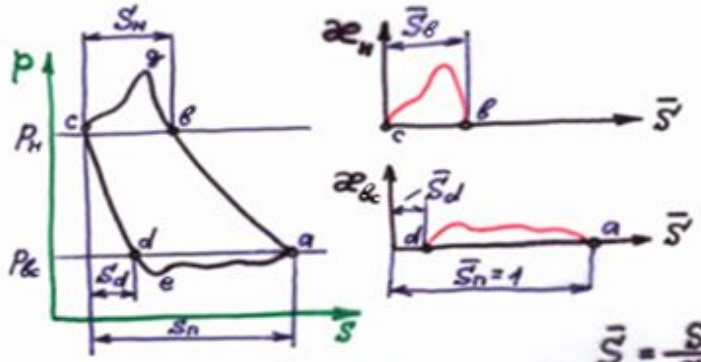
КРИТЕРИЙ СКОРОСТИ ГАЗА

$$\tilde{F} = \frac{\overline{w}_ф}{a_{зв}} \qquad (6.19)$$

$$\tilde{F} = \frac{2\,F_п \cdot r \cdot \omega}{\pi \cdot \alpha_{щ} \cdot Z_{кл} \cdot f_{щ} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T}} \qquad (6.20)$$

($\tilde{F}$ - не есть число Маха !)

ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯ



$$\bar{S} = \frac{S}{S_п};$$

$$\varkappa_{вс} = \frac{p_{вс} - p}{p_{вс}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6.21)$$

$$\varkappa_н = \frac{p - p_н}{p_н} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6.22)$$

БЕЗРАЗМЕРНАЯ ПОТЕРЯ РАБОТЫ В КЛАПАНЕ

$$i_{вс} = \frac{\Delta L_{вс.кл}}{p_{вс} \cdot \bar{V}_h} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6.23)$$

$$i_н = \frac{\Delta L_{н.кл}}{p_н \cdot \bar{V}_h} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6.24)$$

$$i_{вс} = \int_{\bar{S}_d}^{1} \varkappa_{вс} \cdot d\bar{S} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6.23^а)$$

$$i_н = \int_{0}^{\bar{S}_в} \varkappa_н \cdot d\bar{S} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6.24^а)$$

$\bar{S}_в = S_н / S_п$; $\bar{S}_d = S_d / S_п$;

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ВО ВСАСЫВАЮЩЕМ КЛАПАНЕ

С одной стороны (изменение количества газа в полости цилиндра):

из приращения внутренней энергии газа в цилиндре, равной разности энтальпии поступающего в цилиндр газа и работы, затраченной газом на перемещение поршня.

$$c_v \cdot d(m \cdot T) = c_p \cdot T_{вс} \cdot dm - p \cdot dV \qquad (6.25)$$

получим

$$M = \frac{dm}{dt} = \frac{p_{вс}}{R T_{вс}} \left[-\frac{V}{k} \cdot \frac{d\varkappa_{вс.т}}{dt} + (1-\varkappa_{вс.т}) \frac{dV}{dt} \right]. \qquad (6.27)$$

Т.к.

$$V = F_п \cdot r \cdot f(\varphi),$$

где $f(\varphi) = 2a_м + 1 - \cos\varphi + \frac{\lambda_R}{2} \cdot \sin^2\varphi$

$$f'(\varphi) = \sin\varphi + \frac{\lambda_R}{2} \sin 2\varphi,$$

то

$$M = \frac{p_{вс} \cdot F_п \cdot r \cdot \omega}{R T_{вс}} \left[-\frac{f(\varphi)}{k} \cdot \frac{d\varkappa_{вс.т}}{d\varphi} + (1-\varkappa_{вс.т}) \cdot f'(\varphi) \right] \qquad (6.29)$$

С другой стороны (количество газа, проходящее через клапан)

$$M = \alpha_{кл} \cdot \varepsilon_p \cdot Z_{кл} \cdot f_{кл} \cdot \sqrt{2 \rho_1 (p_1 - p_2)}, \qquad (6.31)$$

где

$$p_1 = p_{вс}; \quad p_2 = p \quad и \quad \rho_1 = \rho_{вс}.$$

Тогда

$$M = \alpha_{из}\left(1-0{,}3\,\varkappa_{вс.т}\right) Z_{кл} \cdot f_{из} \cdot \varkappa_{вс.т}^{0{,}5} \sqrt{2\,\rho_{вс} \cdot p_{вс}} \qquad (6.32)$$

Приравнивая M из (6.29) и (6.32), получим

$$\frac{d\varkappa_{вс.т}}{d\varphi} = \frac{-k\left(1-0{,}3\,\varkappa_{вс.т}\right) \cdot \varkappa_{вс.т}^{0{,}5} \cdot \alpha_{из} \cdot Z_{кл} \cdot f_{из} \cdot \sqrt{2RT}}{F_п \cdot r \cdot \omega \cdot f(\varphi)} +$$

$$+ k\left(1-\varkappa_{вс.т}\right) \cdot \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \quad \ldots\ldots \qquad (6.33)$$

Учитывая, что

$$\Phi = \alpha_{из} \cdot f_{из}\,; \qquad \tilde{F} = \frac{\bar{w}_{\Phi}}{a_{зв}}\,;$$

$$\bar{w}_{\Phi} = C_m \cdot F_п / \left(Z_{кл} \cdot \Phi\right)\,; \qquad a_{зв} = \sqrt{kRT}\,;$$

$$C_m = 2 S_п \cdot n_0 \quad \text{и} \quad \tilde{F} = \frac{2 F_п \cdot r \cdot \omega}{\pi \cdot \alpha_{из} \cdot Z_{кл} \cdot f_{из} \sqrt{kRT}}\,;$$

$$T = T_{вс} \quad \text{и} \quad \tilde{F} = \tilde{F}_{вс}$$

получим в безразмерном виде

$$\boxed{\frac{d\varkappa_{вс.т}}{d\varphi} = -\frac{2 \cdot \sqrt{k}}{\pi \cdot \tilde{F}_{вс} \cdot f(\varphi)}\left(1-0{,}3\,\varkappa_{вс.т}\right)\varkappa_{вс.т}^{0{,}5} + k\left(1-\varkappa_{вс.т}\right)\frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}} \qquad (6.34)$$

Внимание ! В уравнение (6.34) неявно входит $f_{из}$ в виде $\alpha_{из} \cdot f_{из}$, причем $f_{из}$ – текущая величина.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ КЛАПАНЕ

Аналогичным путем можно найти

$$\frac{d\varkappa_н}{d\varphi} = -\frac{k\left(1-0{,}3\frac{\varkappa_н}{1-\varkappa_н}\right)(1+\varkappa_н)^{\frac{2k-1}{2k}}\cdot\varkappa_н^{0{,}5}\cdot\alpha_н\cdot z\cdot f\cdot\sqrt{2RT}}{F_п\cdot z\cdot\omega\cdot f(\varphi)} - k\,(1+\varkappa_н)\cdot\frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \qquad (6.39)$$

или в безразмерном виде

$$\frac{d\varkappa_н}{d\varphi} = -\frac{2\sqrt{2k}}{\pi\cdot\tilde{F}_н\cdot f(\varphi)}\left(1-0{,}3\frac{\varkappa_н}{1+\varkappa_н}\right)(1+\varkappa_н)^{\frac{2k-1}{2k}}\cdot\varkappa_н^{0{,}5} - k\,(1+\varkappa_н)\cdot\frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \qquad (6.40)$$

Т.о. имеем

$$\frac{d\varkappa_т}{d\varphi} = f\left(\varphi;\ \varkappa_т;\ \tilde{F}\right) \qquad (6.41)$$

В общем случае $\tilde{F} = var.$

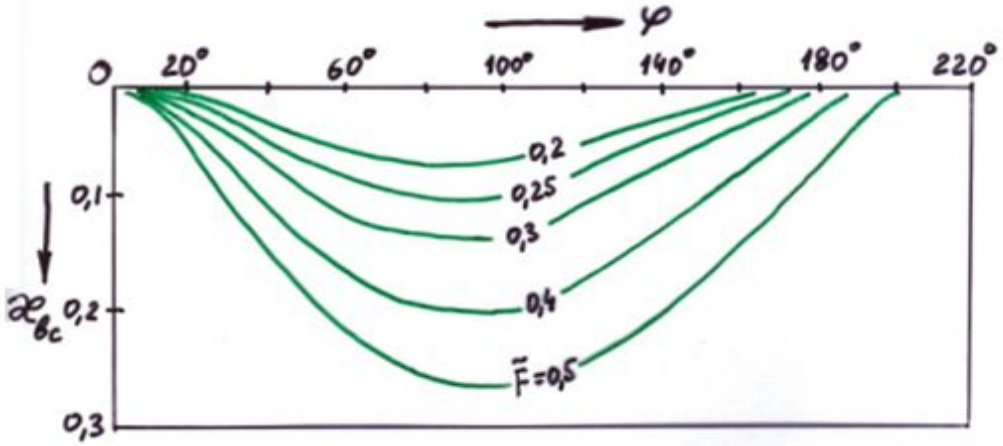
Полагаем $\tilde{F} = \tilde{F}_0 = Const$

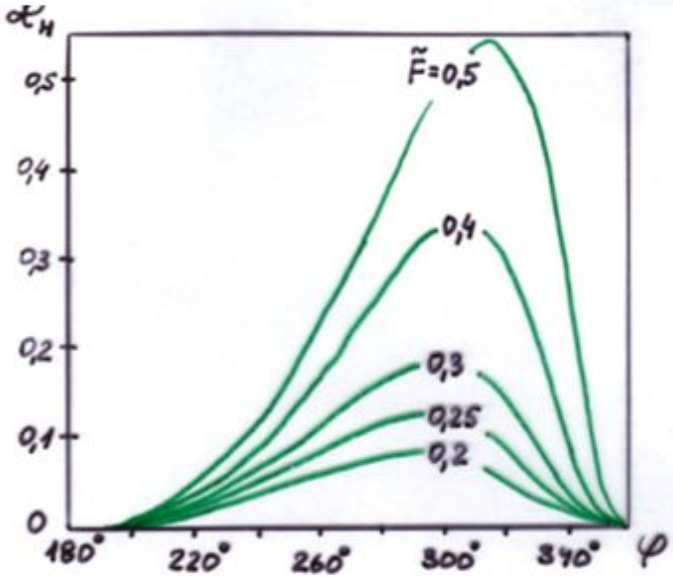
$$\frac{d\varkappa_т}{d\varphi} = f\left(\varphi;\ \varkappa_т;\ \tilde{F}_0\right) \qquad (6.42)$$

$\tilde{F}_0$ *становится параметром !*

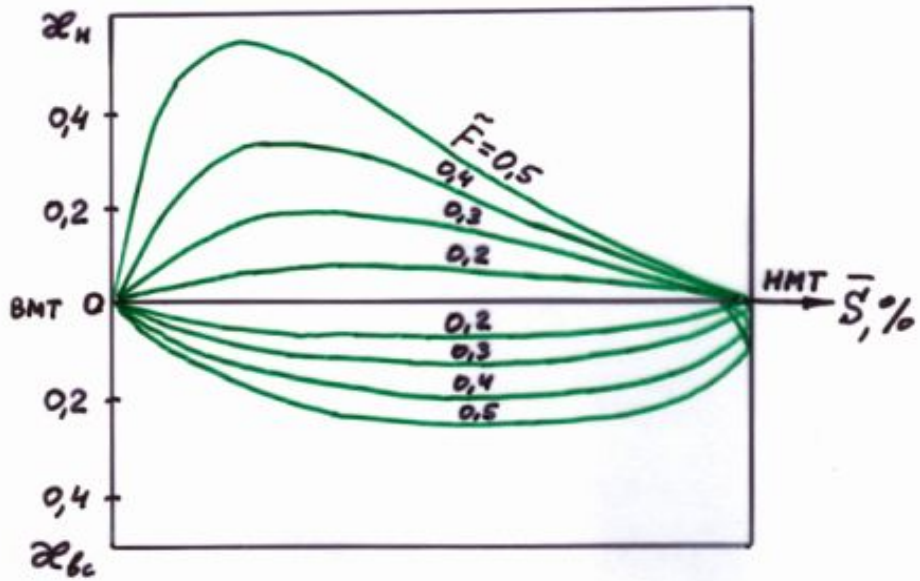
Полость крышки: $a_м$ = 10%; К = 1,4; λ_R = 1/4;

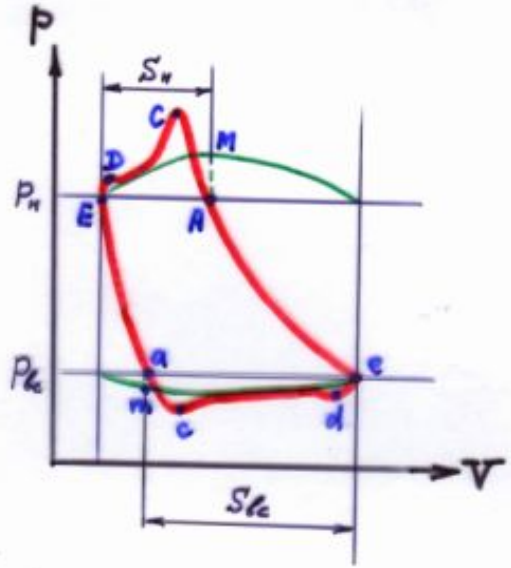
открытие и закрытие - мгновенное

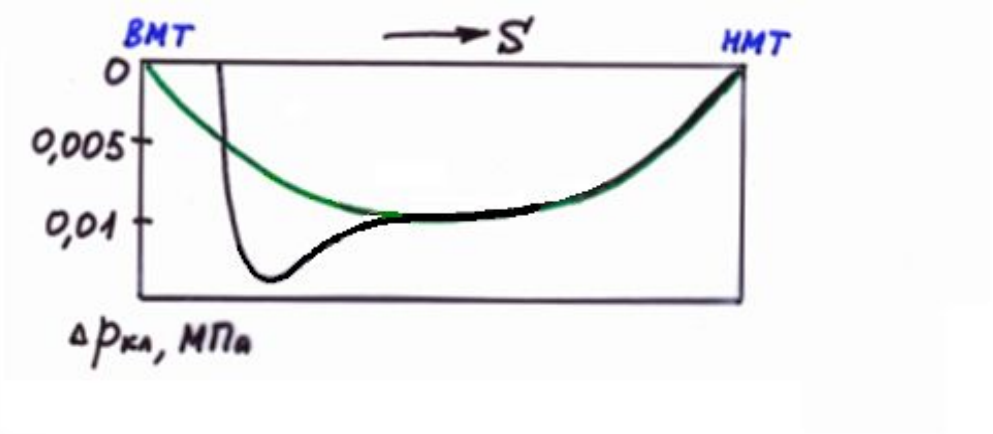




Аналогичные решения имеются для полости штока


ϰн
0,4
0,2
ВМТ 0
0,2
0,4
ϰбс
F̃=0,5
0,4
0,3
0,2
0,2
0,3
0,4
0,5
НМТ
S̃,%


P
Sн
C
M
D
Pн
E
A
Pбс
a
e
m
c
d
V
Sбс



ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ПЛОЩАДИ КЛАПАНА Ф

$$m_{кл} = m_o$$

$$\varepsilon_{p_o} \cdot \alpha_o \cdot f_o \cdot \sqrt{\Delta p_o \cdot \rho_o} = \varepsilon_{p_{кл}} \cdot \Phi \cdot \sqrt{\Delta p_{кл} \cdot \rho_{кл}} \quad (6.43)$$

ПОДБОР СТАНДАРТИЗОВАННОГО КЛАПАНА

1) Подбор клапана необходимой пропускной способности.

2) Подбор усилия пружины.

ПОДБОР КЛАПАНА НЕОБХОДИМОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ

Что такое - "пропускная способность" ?

Рекомендуемый порядок подбора клапанов:

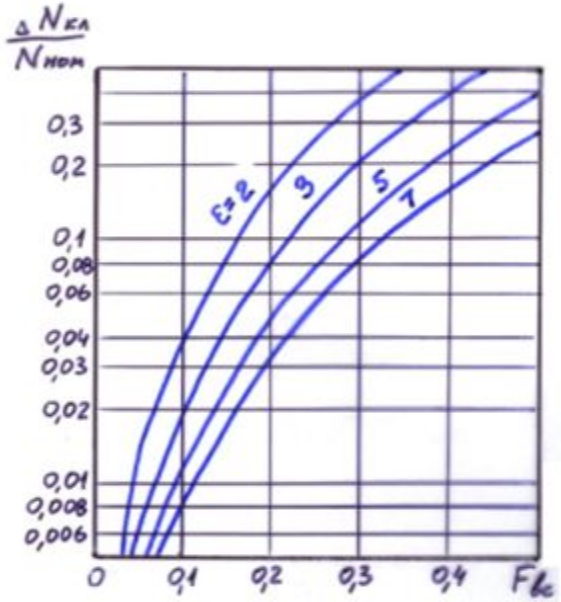
1. Задаются допустимыми относительными потерями мощности в клапанах (i, $\Delta N_{кл} / N_{ом}$).

Для $a_M = 10\%$; $K = 1{,}4$ и $\mathcal{E} = 3$:

$P_{вс}$,МПа	0,1 ... 0,5	0,5 ... 1,5	1,5 ... 5,0	5,0 ...15
$(\Delta N_{кл}/N_{ом})_{max}$	11,2%	9,2%	7,4%	5,8%
$\tilde{F}_{max} = C_ф / C_{зв}$	0,22	0,2	0,18	0,16

2. Находят соответствующие допустимым i или $\Delta N_{кл} / N_{ом}$ значения $\tilde{F}$ (по таблицам и графикам)

Корректируют $$\tilde{F}'_{max} = \tilde{F}_{max} \cdot \sqrt{\frac{1.4}{K}} \qquad (6.44)$$



③ Определяют допустимую условную эквивалентную скорость газа в клапанах $\bar{C}_ф$, при которой будут обеспечены допустимые потери

$$\bar{C}_ф = \tilde{F}_{max} \cdot C_{зв},$$

где $C_{зв} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$ – скорость звука.

④ По допустимому значению $\bar{C}_ф$ находим значение эквивалентной площади Ф клапанов, которое обеспечит допустимые потери энергии в клапанах

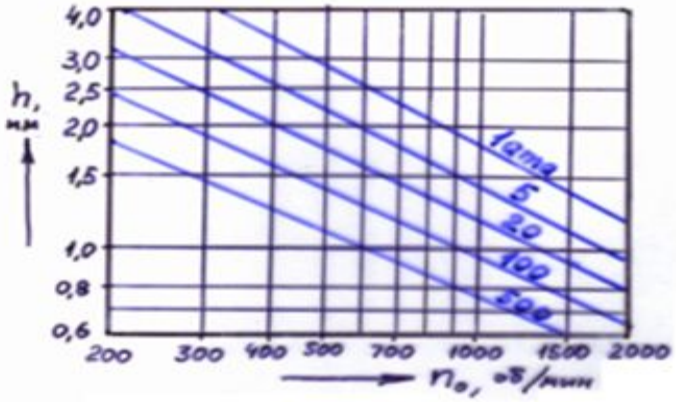
$$F_п \cdot C_m = z \cdot \Phi \cdot \bar{C}_ф$$

$$\boxed{\Phi = \frac{F_п \cdot C_m}{z \cdot \bar{C}_ф}} \qquad (6.45)$$

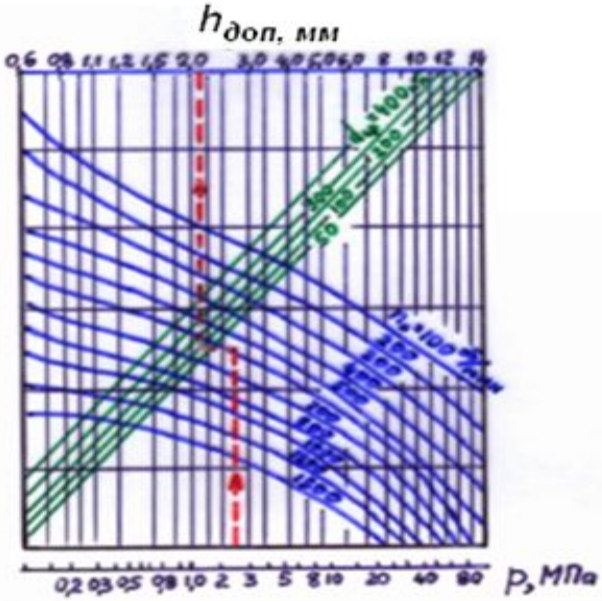
5 По значению эквивалентной площади Ф подбирают клапаны.

Высоту подъема клапана h выбирают по рекомендациям:

для кольцевых клапанов

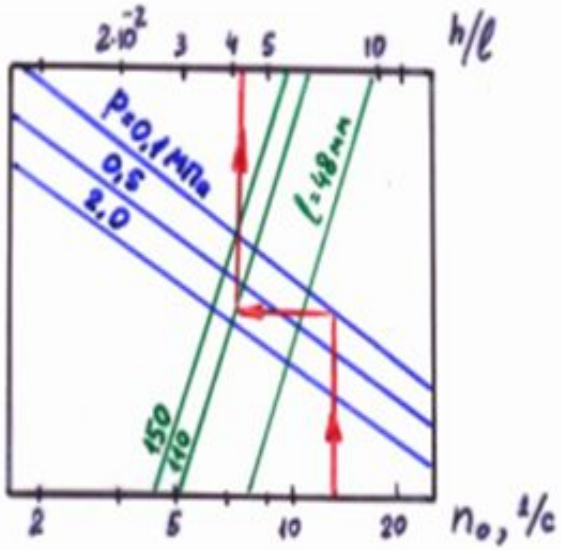


или



$$h = f\,(n_o;\ p;\ d_{cp})$$

Для полосовых клапанов



Для прямоточных клапанов:

подъем конца пластины до 2,2 мм при n_0 до 25 1/с

подъем конца пластины до 2,6 мм при n_0 до 12,5 1/с

ПОДБОР УСИЛИЯ ПРУЖИНЫ

Слабая пружина - запаздывание закрытия клапана.

Сильная пружина - открытие клапана запаздывает, клапан не открывается полностью.

Выбор усилия пружины - компромисс.

Два пути выбора усилия пружины:

1) *через* $\Delta p_{по}$ *- минимальный перепад давления, обеспечивающий полное открытие клапана при определенном усилии пружины,*

2) *используя математическую модель.*

Значение

$$\Theta = \frac{\varkappa_{по}}{\varkappa_{т\,max}} = 0{,}1 \div 0{,}3 \qquad (6.46)$$

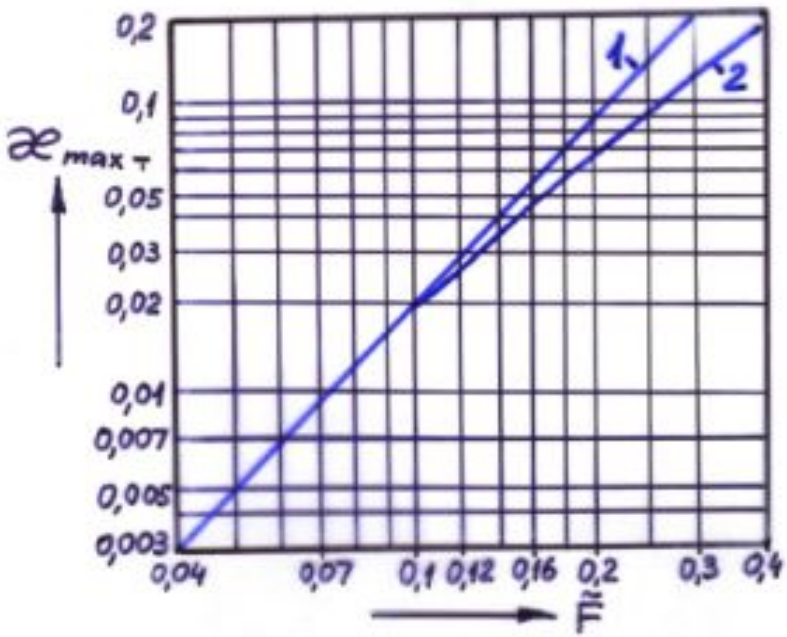
где

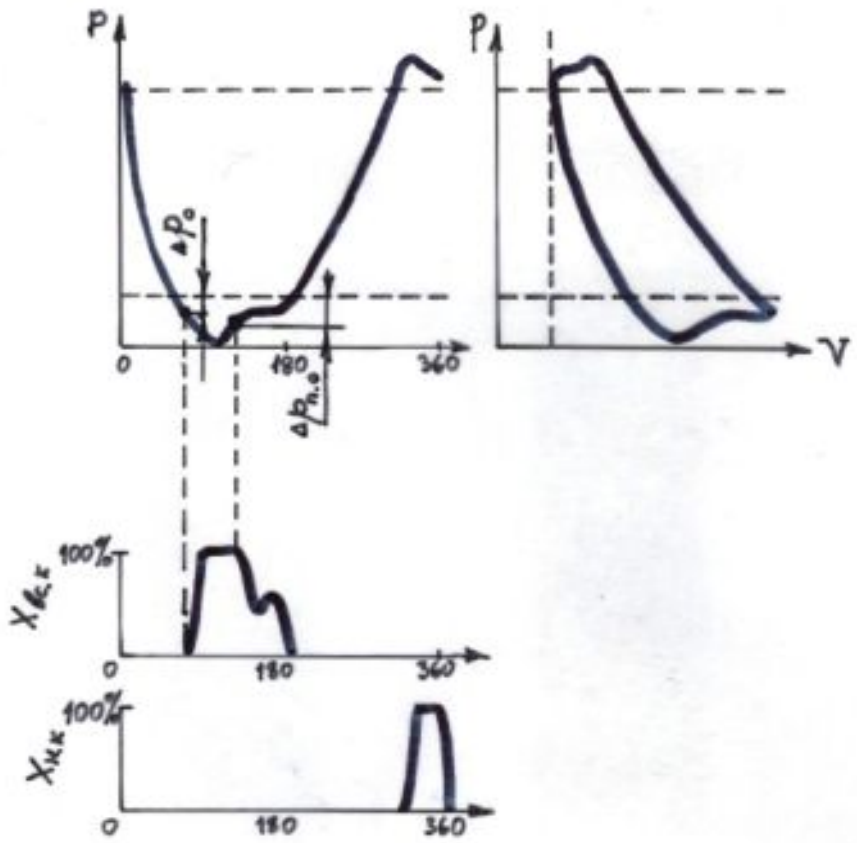
$$\varkappa_{по} = \frac{\Delta p_{по}}{p} \qquad (6.47)$$

$$\Delta p_{п.о} = \varkappa_{п.о} \cdot p = \Theta \cdot \varkappa_{max\,т} \cdot p$$

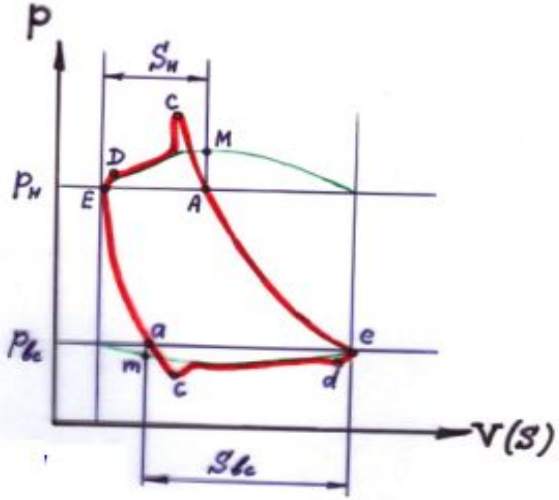
Значение $\Delta p_{по}$ *было определено по рекомендациям отдельно для каждого типа клапанов (см. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1).*

$$\boxed{P_{пр} = \Delta p_{по} \cdot \rho_p \cdot f_c}$$


0,2
0,1
æmax
0,05
0,03
0,02
0,01
0,007
0,005
0,003
0,04
0,07
0,1
0,12
0,16
0,2
0,3
0,4
1
2


P
P
V
0
180
360
100%
0
180
360
100%
0
180
360

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНАХ



Действительные потери - пл. a-c-d-e-a и
- пл. A-C-D-E-A

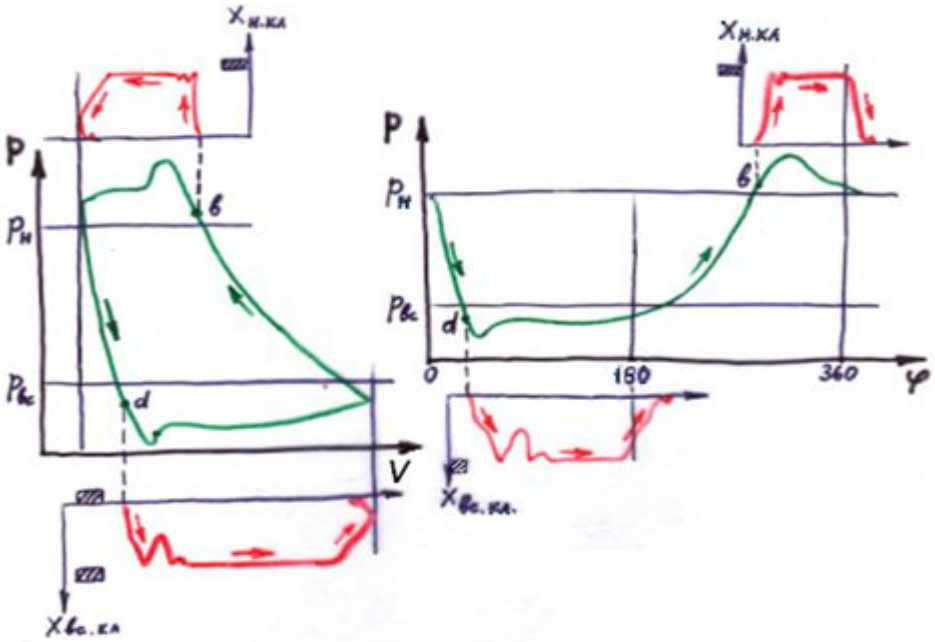
Теоретические потери - пл. a-m-e-a и
- пл. A-M-E-A

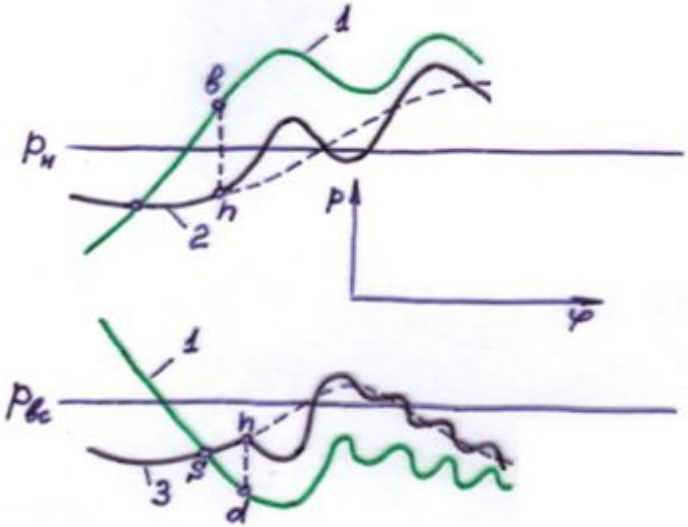
$$i_{вс_т} = \int_{1-\bar{S}_{вс}}^{1} \varkappa_{вс_т} \cdot d\bar{S} \qquad (6.23^{a} \text{ и } 6.53)$$

$$i_н = \int_{0}^{\bar{S}_н} \varkappa_{н_т} \cdot d\bar{S} \qquad (6.24^{a} \text{ и } 6.54)$$

$$\bar{S}_{вс} = \frac{S_{вс}}{S_п} = 1 - a_м \left[\left(\frac{p_н}{p_{вс}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \qquad (6.51)$$

$$\bar{S}_н = \frac{S_н}{S_п} = \frac{1 + a_м}{\left(p_н / p_{вс} \right)^{\frac{1}{n}}} - a_м \qquad (6.52)$$

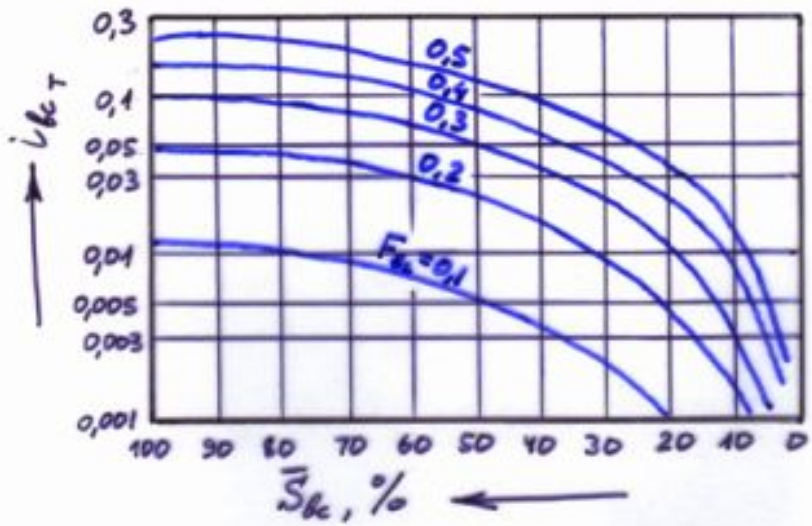


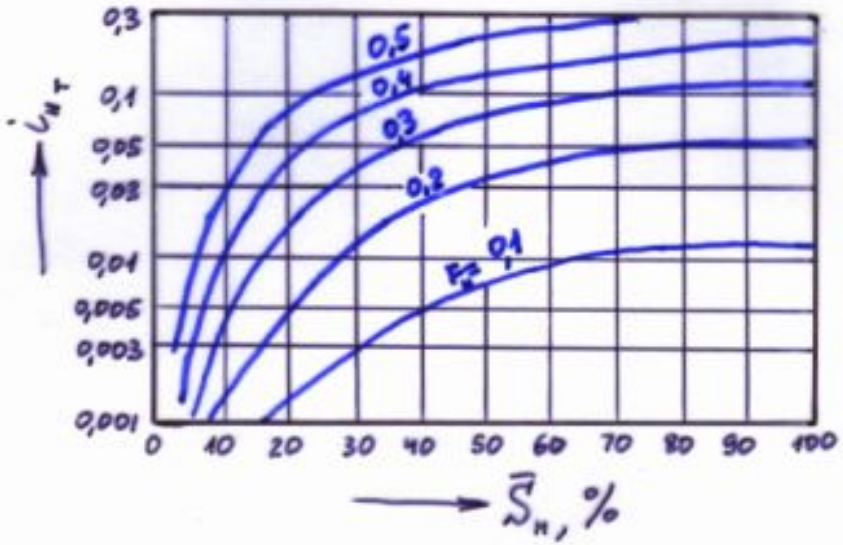


1 - давление в цилиндре

2 - давление в нагнетательной полости

3 - давление в полости всасывания


0,3
0,1
0,05
0,03
0,01
0,005
0,003
0,001
i_{kT}
0,5
0,4
0,3
0,2
$F_{k}=0,1$
100 90 80 70 60 50 40 30 20 10 0
$\bar{S}_{k}$, %


0,3
0,1
0,05
0,03
0,01
0,005
0,003
0,001
i_{nT}
0,5
0,4
0,3
0,2
F_{k} 0,1
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100
$\bar{S}_{n}$, %

$$\psi_{вс} = \frac{пл.\ a-c-d-e-a}{пл.\ a-m-e-a}$$

$$\psi_{н} = \frac{пл.\ A-C-D-E-A}{пл.\ A-M-E-A}$$

$$\Delta N_{кл\ полости} = (i_{вс} \cdot \psi_{вс} \cdot p_{вс} + i_{н} \cdot \psi_{н} \cdot p_{н}) \cdot F_{п} \cdot S_{п} \cdot n_{о} \qquad (6.55)$$

$$\psi_{вс} = 1 + \varphi_{вс} + \mu_{вс}, \qquad (6.56)$$

$$\psi_{н} = 1 + \varphi_{н} + \mu_{н}, \qquad (6.57)$$

где μ - коэффициенты влияния массы пластины и силы прилипания

φ - коэффициенты влияния силы пружины

Рекомендации по выбору значений μ и φ см. в книге Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1.

μ и φ зависят от типа клапанов:

$$\mu_{кольц.} > \mu_{полос.} > \mu_{прямоточ.}$$

φ - зависит также от ε, $x_{по}/x_{max}$, вида полости.

$$\Delta N_{кл\ ступени} = \sum \Delta N_{кл\ полостей} \qquad (6.60)$$

$$\Delta N_{кл\ компр.} = \sum \Delta N_{кл\ ступеней.} \qquad (6.61)$$

ДИНАМИКА КЛАПАНОВ

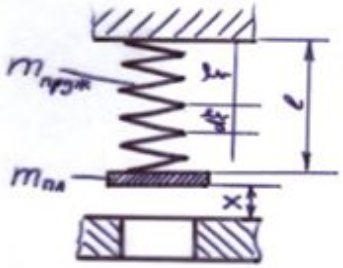
ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ ПЛАСТИНЫ САМОДЕЙСТВУЮЩЕГО КЛАПАНА

Основные подходы:

1) одномассовый,
2) многомассовый
3) распределенная масса

Приведенная масса системы "пластина - пружина"

При расчете динамики рассматривают движение системы "пластина + пружина", т.е. следует учитывать и массу пружин.



Положим, в положении "X" пластина имеет скорость $\dot{X}$.

Точка на расстоянии ξ от фиксированного конца пружины имеет перемещение $\frac{\xi}{l}\cdot x$ и скорость $\frac{\xi}{l}\cdot \dot{x}$

Кинетическая энергия элемента $d\xi$ пружины равна

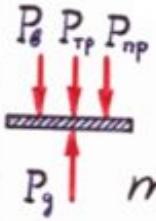
$$\frac{1}{2}\cdot\frac{d\xi}{l}\cdot m_{пруж}\cdot\left(\frac{\xi}{l}\cdot\dot{x}\right)^2.$$

Кинетическая энергия системы "пластина - пружина"

$$E = \frac{1}{2} m_{пл} \cdot \dot{x}^2 + \frac{m_{пруж}}{2 l^3} \cdot \dot{x}^2 \cdot \int_0^{l} \xi^2 \cdot d\xi = \frac{1}{2}\left(m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пруж}\right) \cdot \dot{x}^2$$

$$\boxed{m_{прив} = m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пруж}.} \qquad (6.63)$$

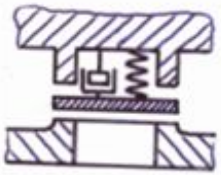
ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ КЛАПАНА



$$\boxed{m_{прив} \cdot \ddot{x} = \sum P_i} \qquad (6.64)$$

$$m_{прив} \cdot \ddot{x} = P_g + P_{пр} + P_{тр} + P_в, \qquad (6.65)$$

где



P_g - сила воздействия газового давления,

$P_{пр}$ - сила действия пружины,

$P_{тр}$ - сила трения о направляющие, о газ, сила демпфирования газовой подушки,

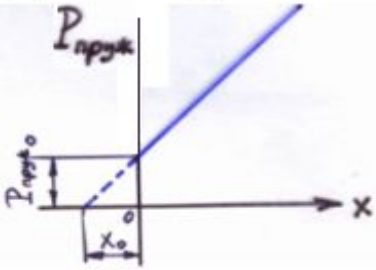
$P_в$ - сила веса пластины.

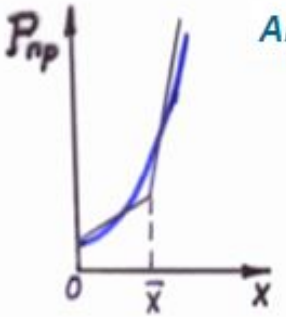
СИЛА ПРУЖИНЫ

Линейная характеристика силы упругости пружины

$$P_{пруж} = C_{пруж}(x + x_0) = P_{пр}$$

x_0 - дефармация предварительного натяга пружины

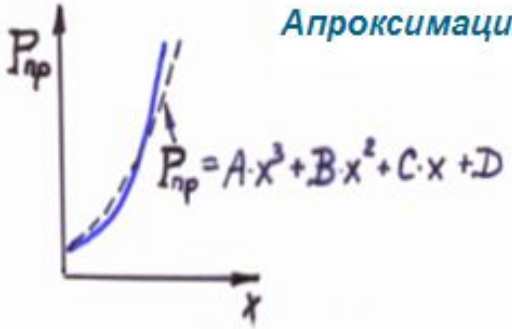




Апроксимация двумя линейными участками

$P_{пр} = A \cdot x + B$ на участке $\bar{x} < x < h$,

$P_{пр} = C \cdot x + D$ на участке $0 < x < \bar{x}$.



Апроксимация кубическим уравнением

Иногда используют понятие "приведенное усилие пружины", т.е. усилие, приходящееся на единицу проходного сечения в седле

$$B_{пр} = \frac{P_{пр}}{f_c} . \qquad (6.67)$$

СИЛА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

С верхней стороны пластины давление также неравномерно.

Условное давление потока

$$q = \frac{P_з}{f_c}$$

Внимание ! 1. В знаменателе стоит $f_{седла}$!!!

2. Допускают, что переменные по поверхностям давления заменяют условными постоянными.

Тогда разность условных осредненных давлений, действующих на разные стороны пластины $\Delta p_{кл}$.

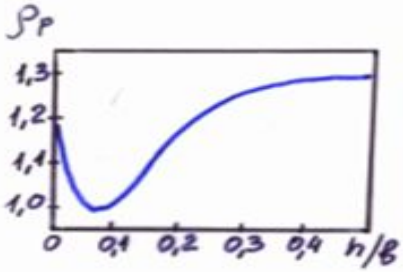
Коэффициент давления потока

$$\rho_p = \frac{q}{\Delta p_{кл}}$$

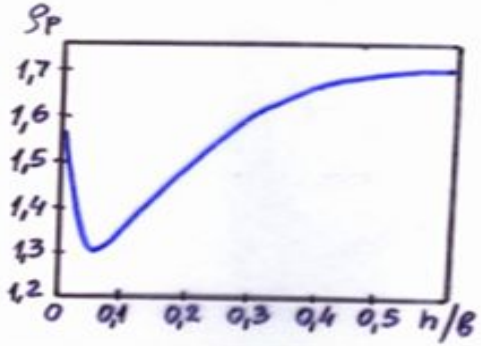
При геометрическом подобии тракта клапанов

$$\rho_p = idem.$$

Значения ρ_p определяют экспериментально при статических продувках.



Для кольцевых клапанов



Для дисковых клапанов

$в$ - ширина прохода в седле

В полосовых клапанах ρ_p не зависит от жесткости пластины или от высоты подъема в центре (отнесен к площади пластины)

$$\rho_p = 1{,}0 \ldots 1{,}2.$$

Для прямоточных клапанов

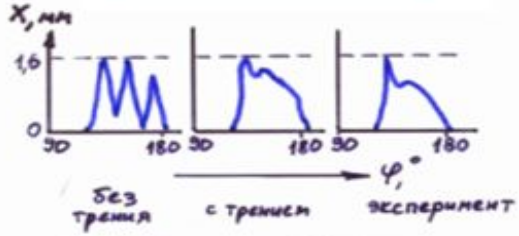
$$\rho_p = 0{,}62 \cdot [\, 1 - (F_щ / F_c)^2 \,]$$

Сила давления потока газа

$$\boxed{P_g = q \cdot f_c}$$

где $q = \rho_p \cdot \Delta p_{кл}$.

СИЛЫ ТРЕНИЯ



Данные S. Touber: $p = 1{,}6$ МПа, $n_0 = 1450$ об/мин, R22

Несколько подходов к расчету $P_{тр}$:

1) *$P_{тр}$ условно постоянна,*
2) *$P_{тр}$ пропорциональна скорости*

$$P_{тр} = \tau \cdot \frac{dx}{dt} = \tau \cdot \dot{x},$$

где τ - коэффициент демпфирования (размерный ! - Н.с/м)

Пример: $D = 160$ мм, $\tau_н = 3{,}8$ Н·с/м, $\tau_{вс} = 4{,}2$ Н·с/м

Упрощенно определяют τ для колебательной системы

$$\tau = 2\nu m_{прив} \cdot \omega' = 2\nu \cdot m_{прив} \cdot \sqrt{\frac{C_{пруж}}{m_{прив}}} =$$

$$= 2\nu \cdot \sqrt{C_{пруж} \cdot m_{прив}}.$$

ν - коэффициент, определяемый экспериментом ($\nu = 0{,}05 \ldots 0{,}2$)

ω' - собственная частота колебаний недемпфированной системы

$$\omega' = \sqrt{\frac{C_{пруж}}{m_{прив}}}.$$

ОТСКОК ПЛАСТИНЫ

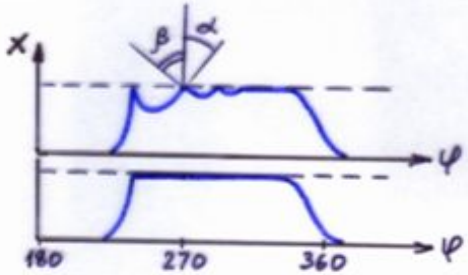
$\dot{X}_{после\ удара} = -\dot{X}_{до\ удара}$ – абсолютно упругий удар

В действительности

$$\boxed{\dot{X}_{после\ удара} = -\theta \cdot \dot{X}_{до\ удара}}$$

θ - коэффициент востановления

$$\theta = \frac{|\dot{X}|_{после\ удара}}{|\dot{X}|_{до\ удара}}, \quad 0 < \theta < 1$$



с учетом отскока

без учета отскока

Видна необходимость учета отскока

θ определяют экспериментально

$$\theta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,\beta}$$

или

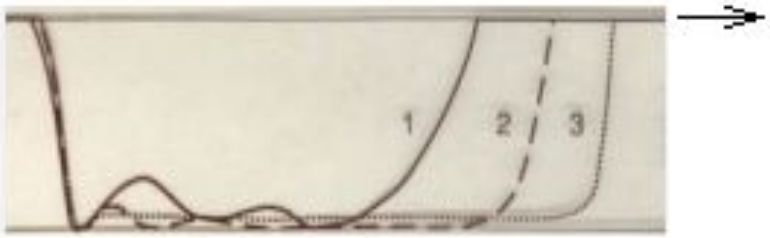
$$\theta = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}},$$

h_2 - высота отскока.

Кольцевые клапаны $\theta = 0{,}2 \ldots 0{,}3$

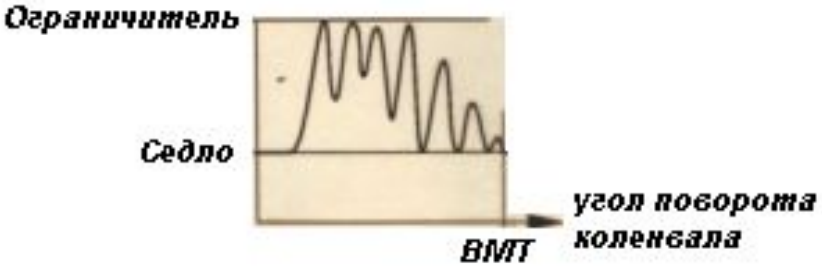
Прямоточные клапаны $\theta_{огр} = 0{,}3$, $\theta_c = 0{,}05 \ldots 0{,}1$

Диаграмма движения пластины всасывающего клапана

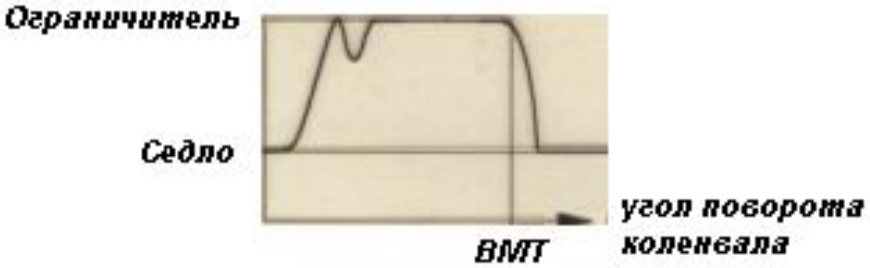


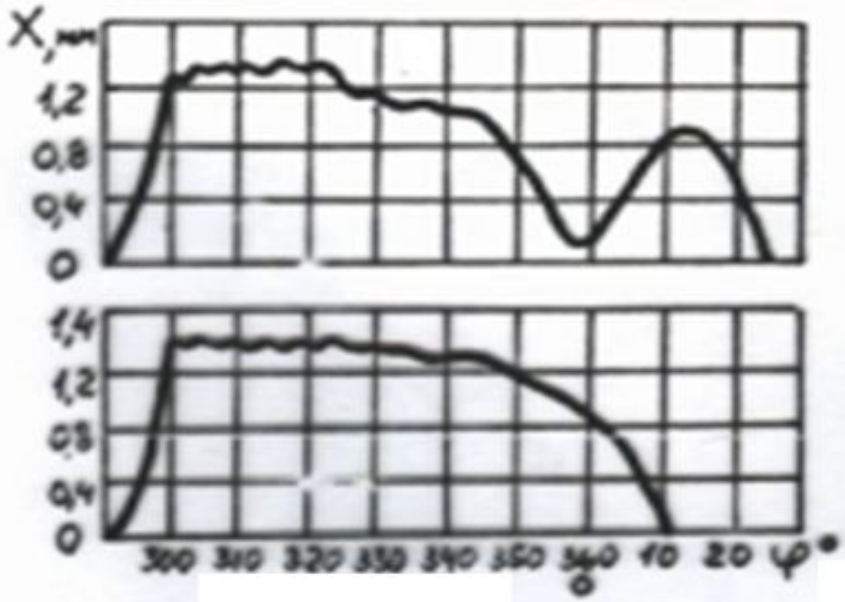
1. *Нормальная работа клапана*
2. *Небольшое превышение нормы смазки*
3. *Чрезмерное превышение нормы смазки*

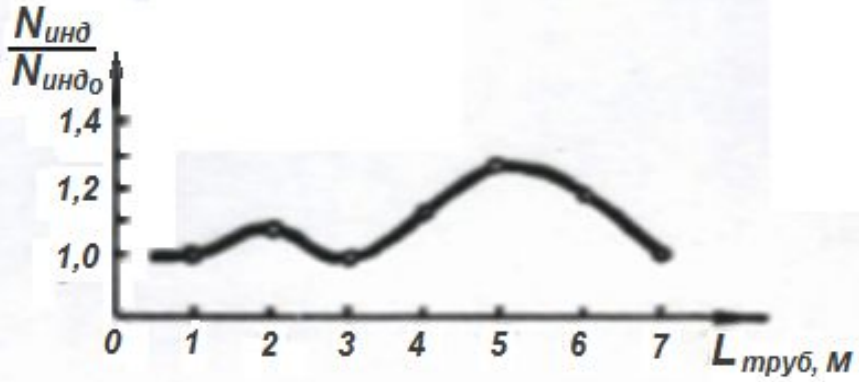
Флаттер клапана



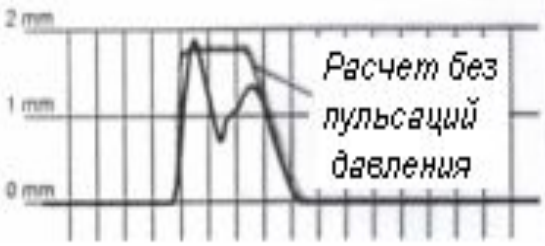
Запаздывание закрытия клапана



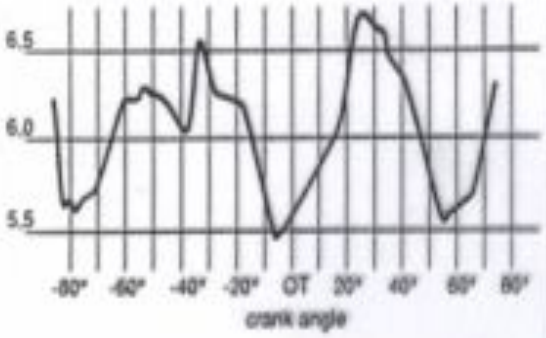

X, мм
1,2
0,8
0,4
0
1,4
1,2
0,8
0,4
0
300 310 320 330 340 350 360 10 20 φ°


Nинд / Nинд0
1,4
1,2
1,0
0 1 2 3 4 5 6 7
Lтруб, м

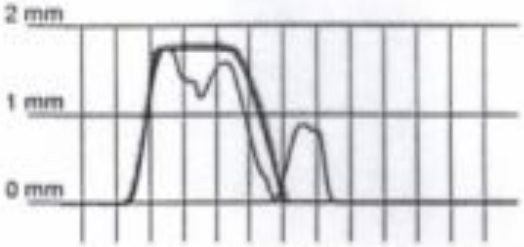
Длина нагнетательного трубопровода 0,82 м



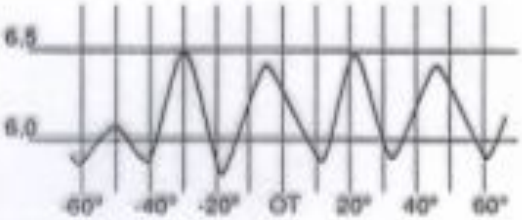
Пульсации давления



Длина нагнетательного трубопровода 0,23 м



Пульсации давления



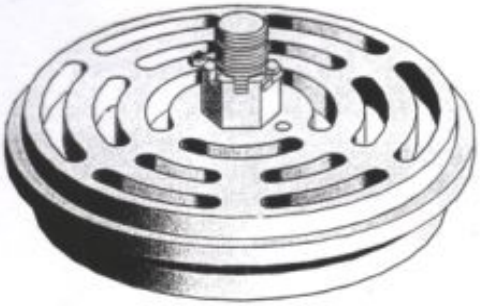
Газодинамические коэффициенты самодействующих полностью открытых на цилиндр клапанов компрессорных ступеней

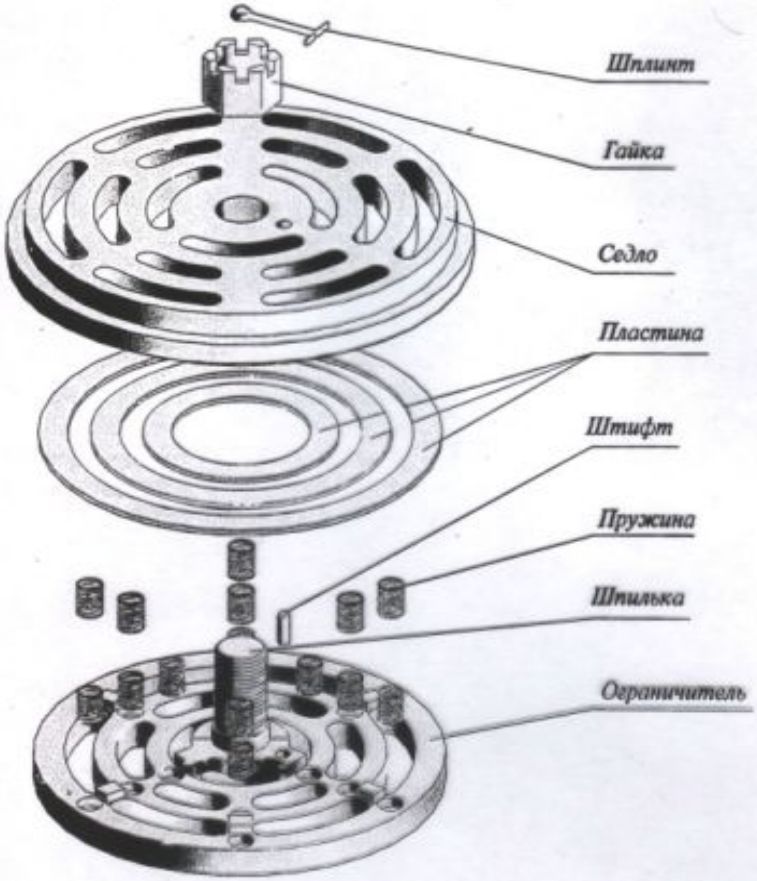
Тип клапана	Коэффициент расхода	Коэффициент давления потока газа
Кольцевой	$\mu_{кл} = 0,8 \dfrac{1+\bar{f}_{щ}^{0,4}}{1+4\bar{f}_{щ}}$	$\rho_{кл} = 1,1-(A+0,4)\bar{f}_{щ}^{2}$ A = 1 - односторонняя щель A = 0 - двухсторонняя щель
Прямоточный	$\mu_{кл} = 0,9(1-0,2\bar{f}_{щ})$	$\rho_{кл} = 0,62(1-\bar{f}_{щ}^{2})$
Ленточный	$\mu_{кл} = 0,7 \dfrac{1+4\bar{f}_{щ}}{1+6\bar{f}_{щ}^{1,6}}$	$\rho_{кл} = 1,1-0,4\bar{f}_{щ}^{2}$
Сферический	$\mu_{кл} = 0,9(1-0,4\bar{f}_{щ})$	

Параметры, характеризующие конструкцию клапанов

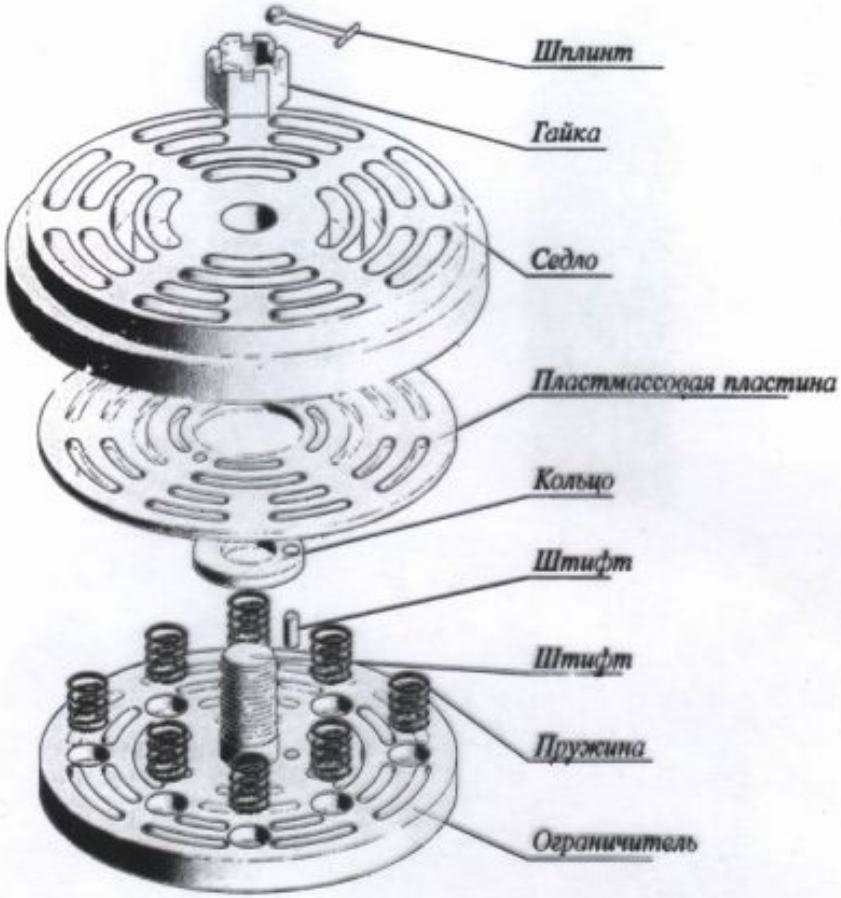
Тип клапана	Сечение щели, $м^2$	Жесткость пружин (пластин), Н/М	Предварительный натяг, М	Приведенная масса, КГ	Примечание
Кольцевой	$f_щ = 2\pi \sum_1^i (D_{ср} h_\varphi)_i$	$C_{пр} = \frac{d}{n_в}\left(\frac{d}{d_{ср}}\right)^3 \cdot 10^7$	$h_o > 0$	$m^* = m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пр} z_{пр}$	$D_{ср}$ - средний диаметр пластин $z_{пл}$ - число пластин d_c - диаметр канала в седле Π - уплотняемый периметр d - диаметр витка $n_в$ - число витков $d_{ср}$ - диаметр навивки средний
Прямоточный	$f_щ = z_{пл} \Pi h_\varphi$	$C_{пл} = \frac{3EJ}{l^3(1-\mu^2)}$	$h_o = 0$	$m^* = 0{,}25 m_{пл}$	
Ленточный	$f_щ = z_{пл} \Pi h_{щ\varphi}$	$C_{пл} = \frac{48EJ}{L^3}$	$h_o = 0$	$m^* \simeq 0{,}64 m_{пл}$	
Сферический	$f_щ = \pi d_c h_\varphi$	$C_{пр} = \frac{d}{n_в}\left(\frac{d}{d_{ср}}\right)^3 10^7$	$h_o > 0$	$m^* = m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пр}$	

КОЛЬЦЕВЫЕ КЛАПАНЫ

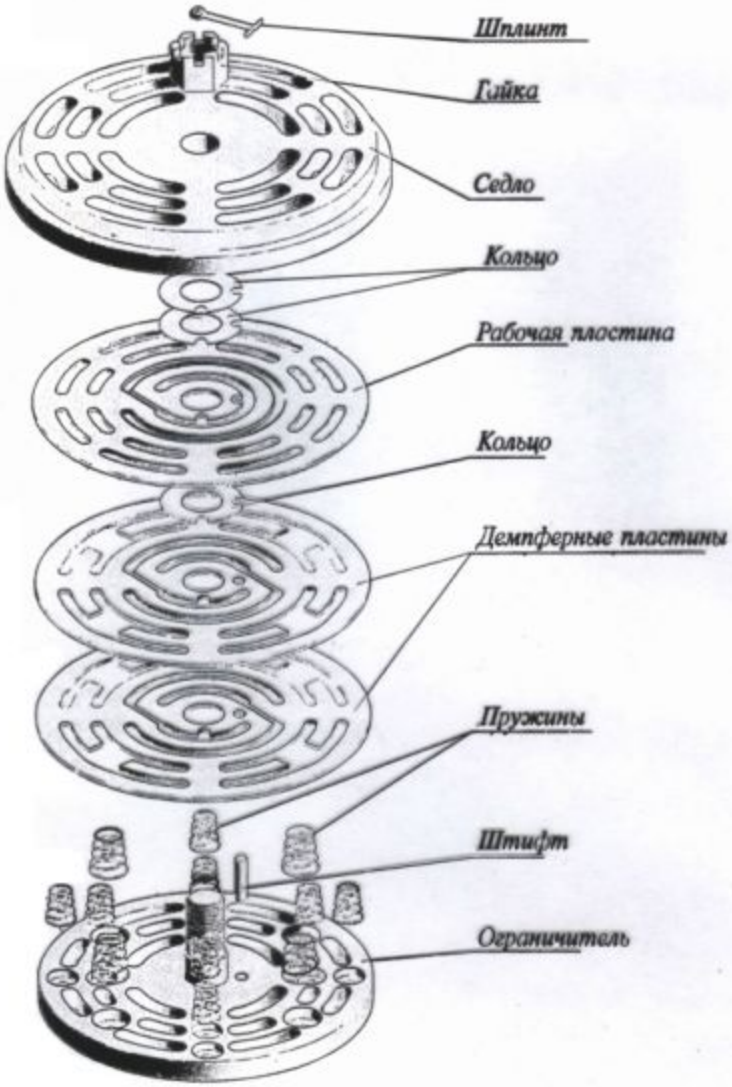




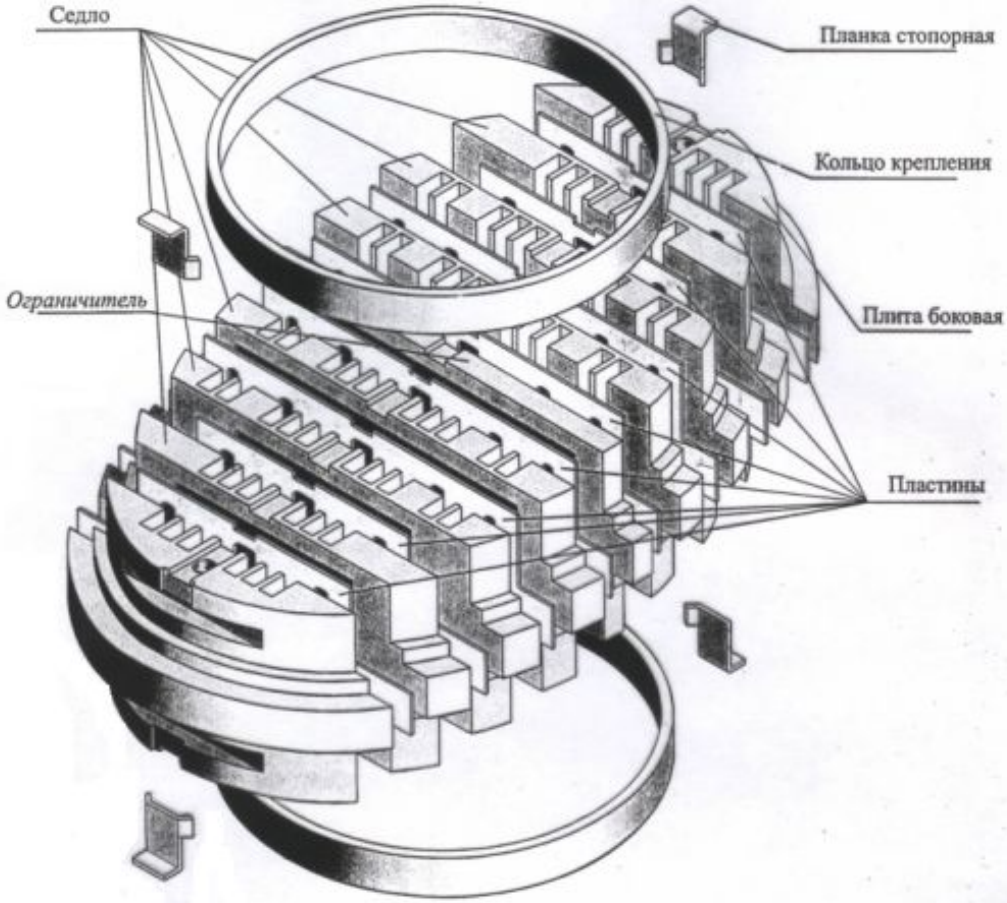
ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ
с пластмассовыми пластинами

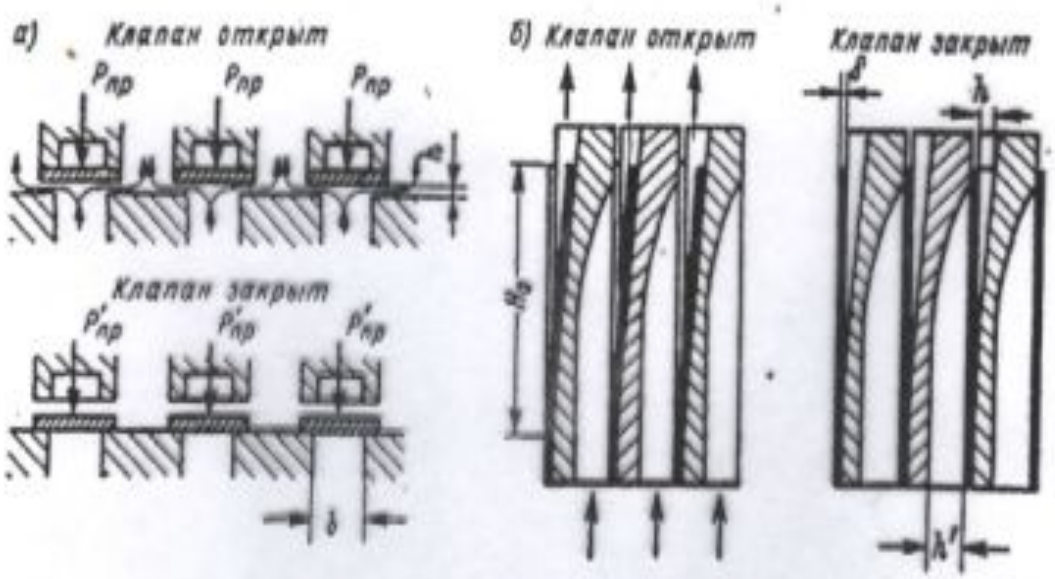


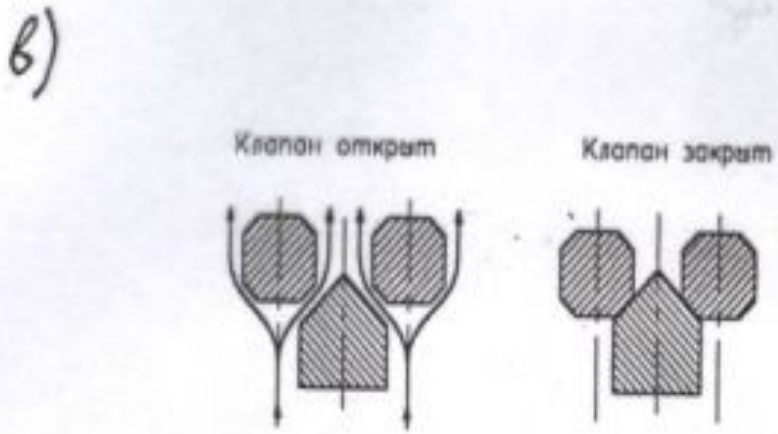
ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ
с металическими пластинами



ПРЯМОТОЧНЫЙ КЛАПАН




а)
Клапан открыт
$P_{пр}$
$P_{пр}$
$P_{пр}$
Клапан закрыт
$P'_{пр}$
$P'_{пр}$
$P'_{пр}$
б) Клапан открыт
Клапан закрыт
h_0
h'

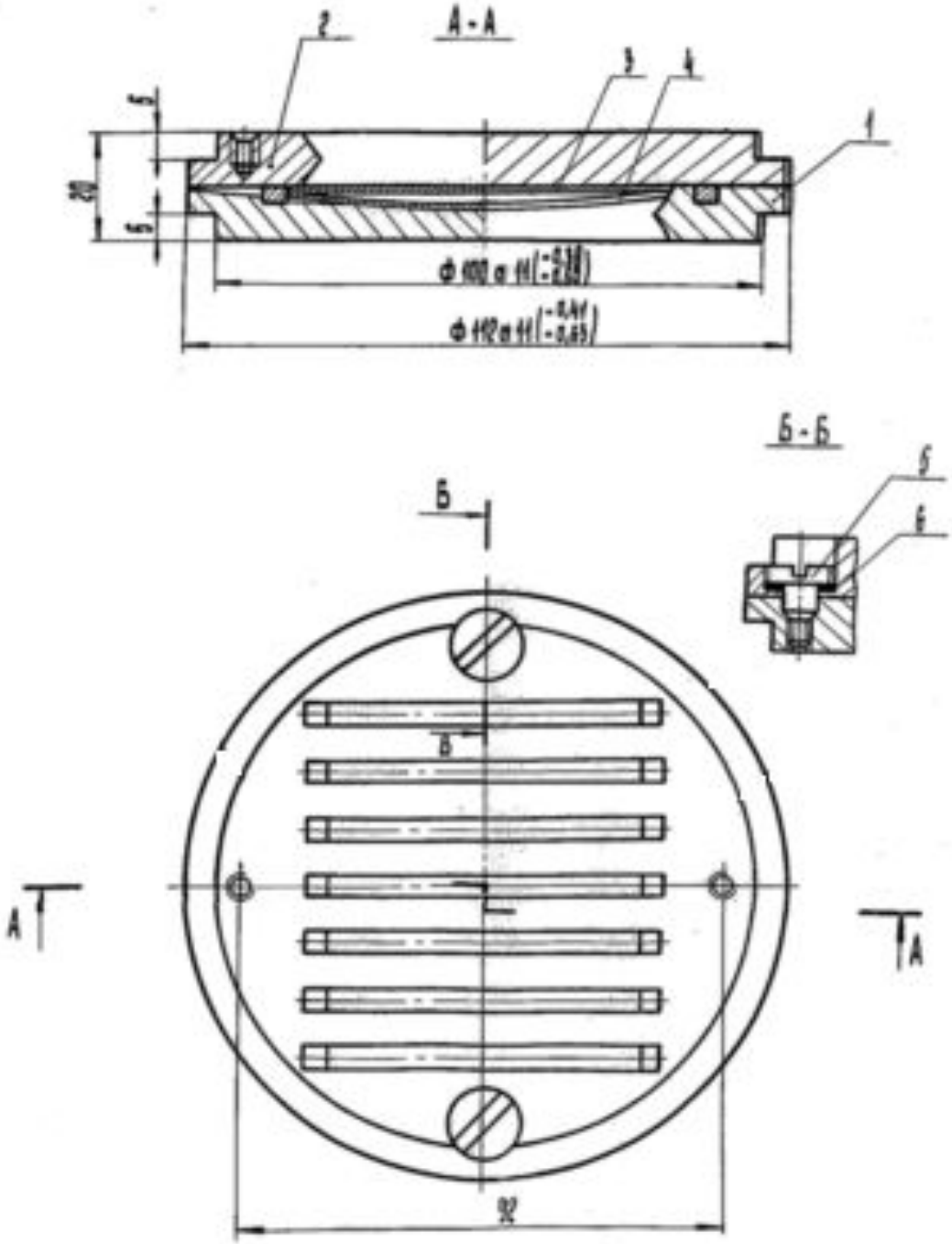

в)
Клапан открыт
Клапан закрыт

Symbols:

symbol	unit	comment
E	N/m^2	modulus of elasticity
σ	N/m^2	stress
v	m/s	impact velocity
ϱ	kg/m^3	density of material

$$\sigma = v\sqrt{E\varrho}\left[\frac{N}{m^2}\right] \qquad \text{or} \qquad v = \frac{\sigma}{\sqrt{E\varrho}}\left[\frac{m}{s}\right]$$

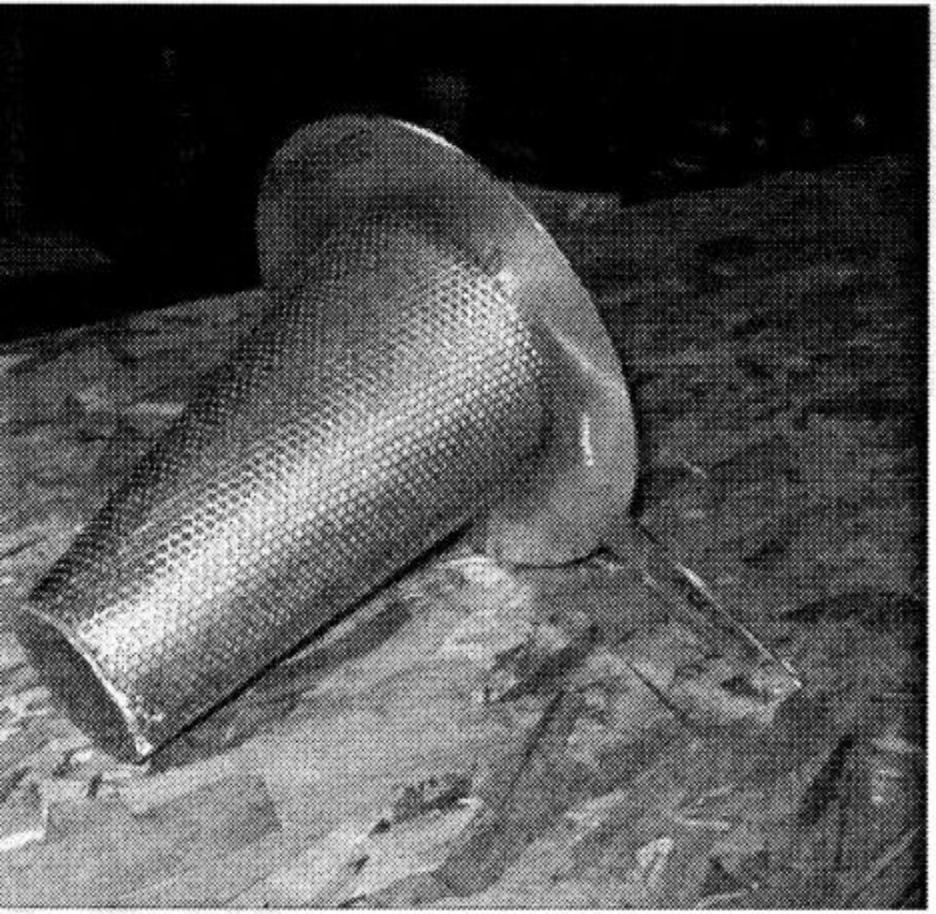
symbol	steel	non-metallic
E	$2.1 \times 10^5\, N/mm^2 =$ $= 2.1 \times 10^{11}\, N/m^2$	$1.3 \times 10^3\, N/mm^2 =$ $= 1.3 \times 10^9\, N/m^2$
ϱ	$7.85 \times 10^3\, kg/m^3$	$1.5 \times 10^3\, kg/m^3$
σ_{adm}	$3 \times 10^2\, N/mm^2 =$ $= 3 \times 10^8\, N/m^2$	$2 \times 10\, N/mm^2 =$ $= 2 \times 10^7\, N/m^2$
v_{adm}	$7.39\, m/s$	$14.32\, m/s$

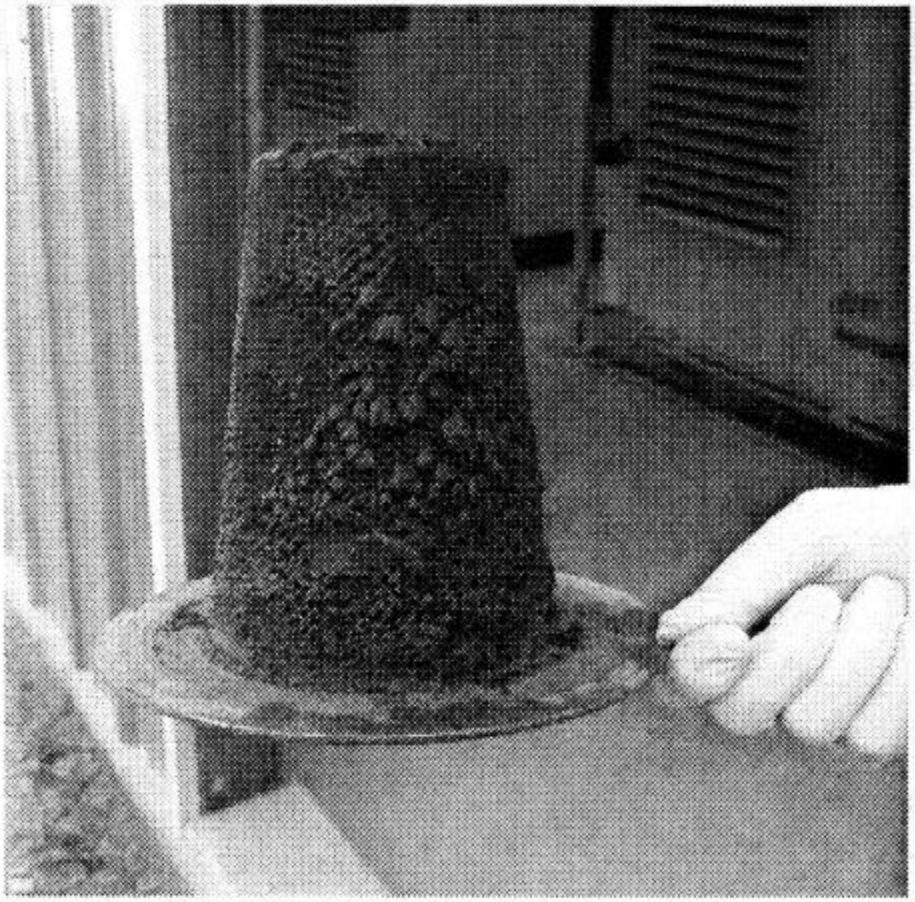

А - А
Б - Б
Б
А
А
1
2
3
4
5
6
92

Неисправности клапанов

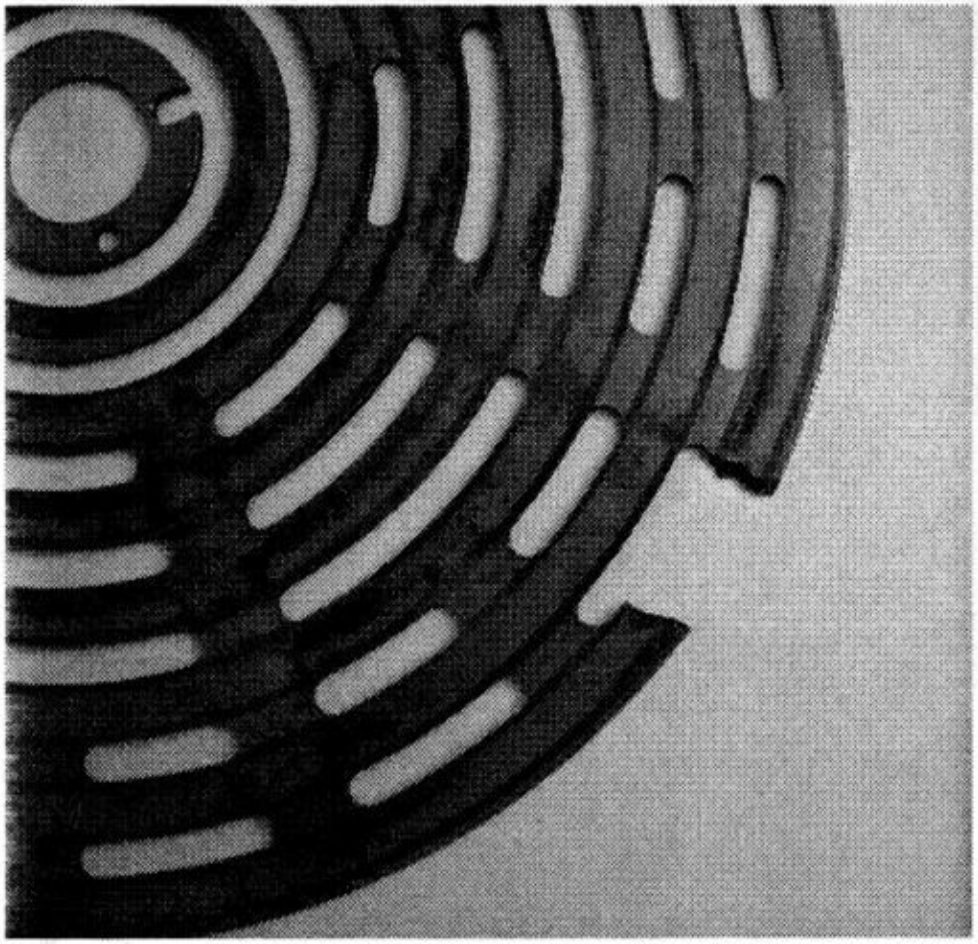
- Пружины
- Жидкости в газе
- Грязь, мехпримеси
- Пульсация давления
- Низкий объемный коэф
- Некачествен. ремонт
- Маслозалипание

- Для защиты цилиндров компрессора от сварного грата и окалины между входным сепаратором и буферной емкостью должен быть установлен конический фильтр-сетка 150 микрон. Степень загрязнения фильтра можно определять по перепаду давления на нем. Несвоевременная очистка фильтра может привести к его разрушению и попаданию его частей в цилиндры компрессора.





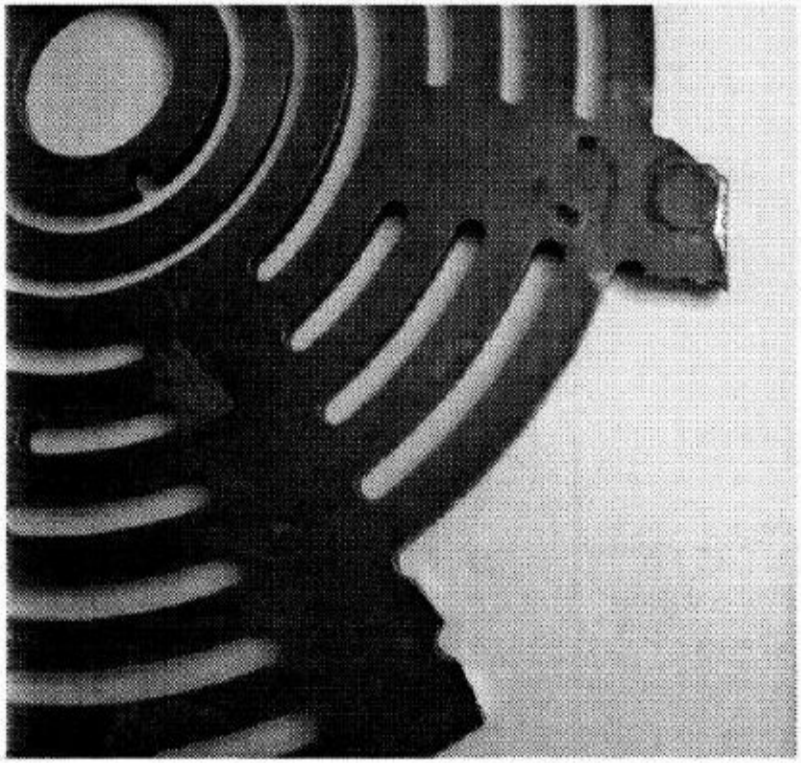
Поломки клапанов



Эффект маслозалипания

- приводит к высокой скорости подъема металлической пластины
- внешняя часть пластины клапана начала разрушаться из-за сильных трещин

Поломки клапанов



Усталость пружин

- приводит к сильным ударам металлической пластины
- внешняя часть пластины клапана разрушается
- происходит запаздывание закрытия

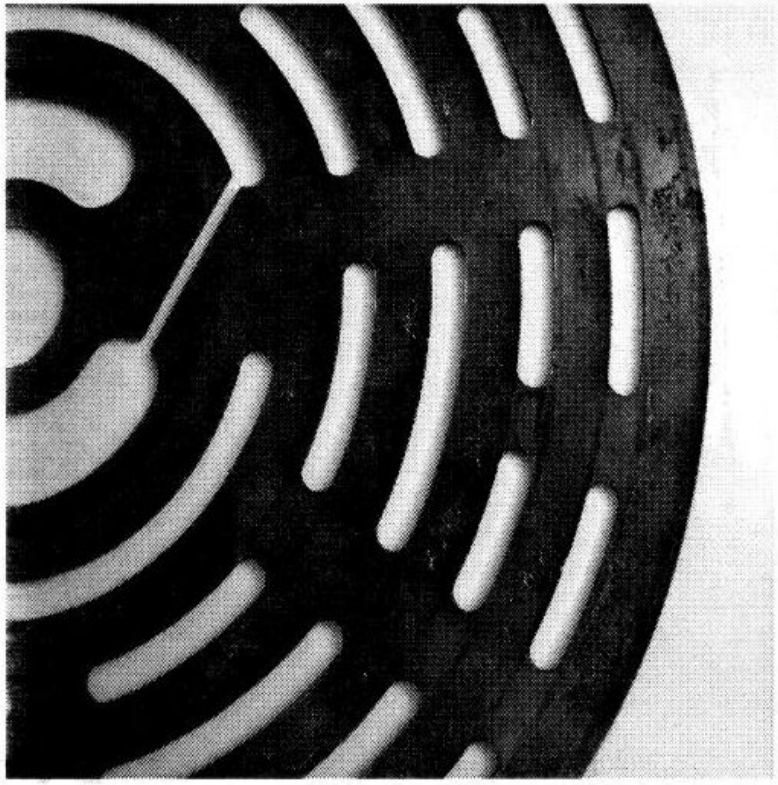
Поломки клапанов

из-за потери
жесткости пружин

задержка
открытия/
закрытия

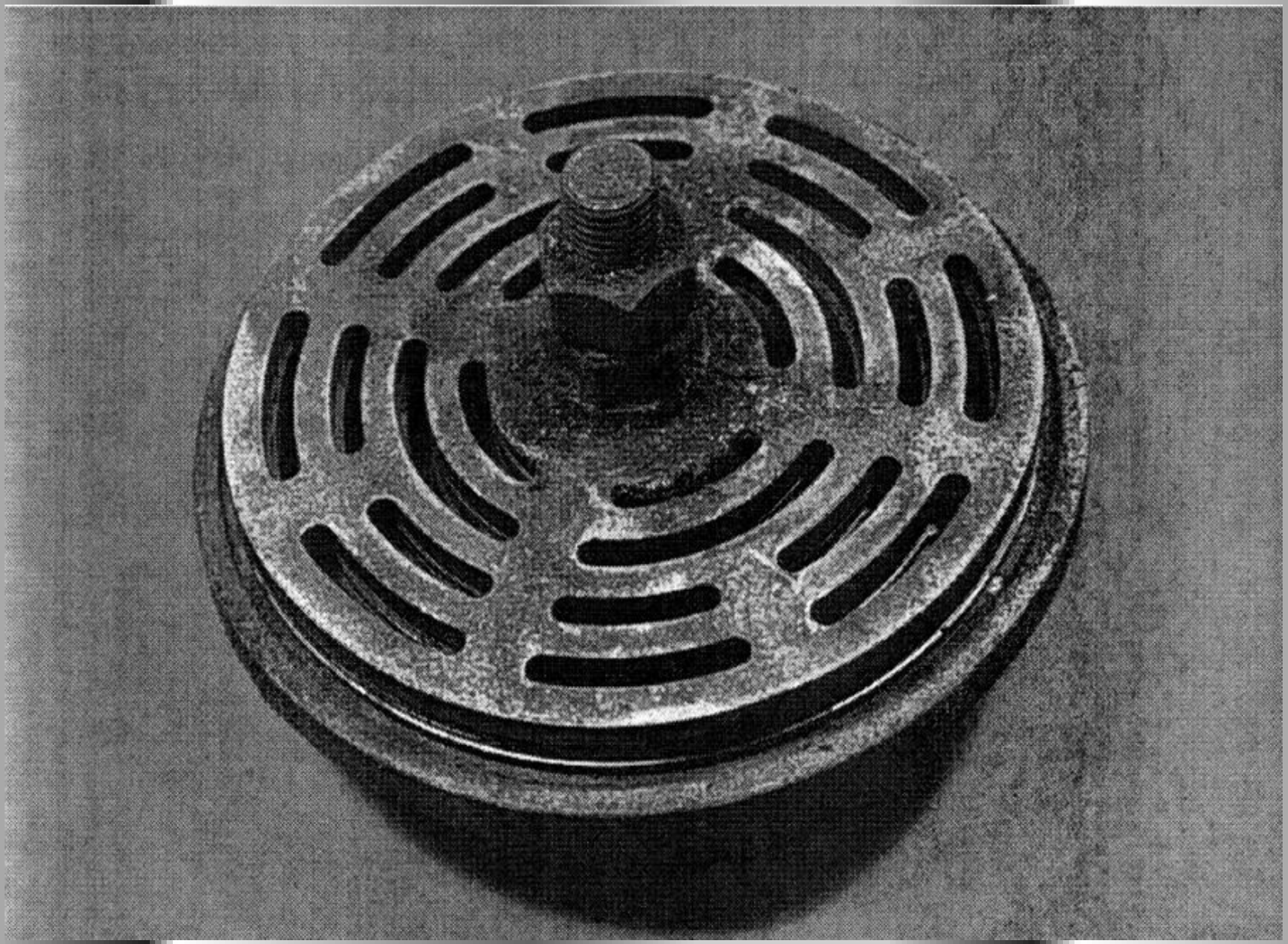
идеальное
движение пластины

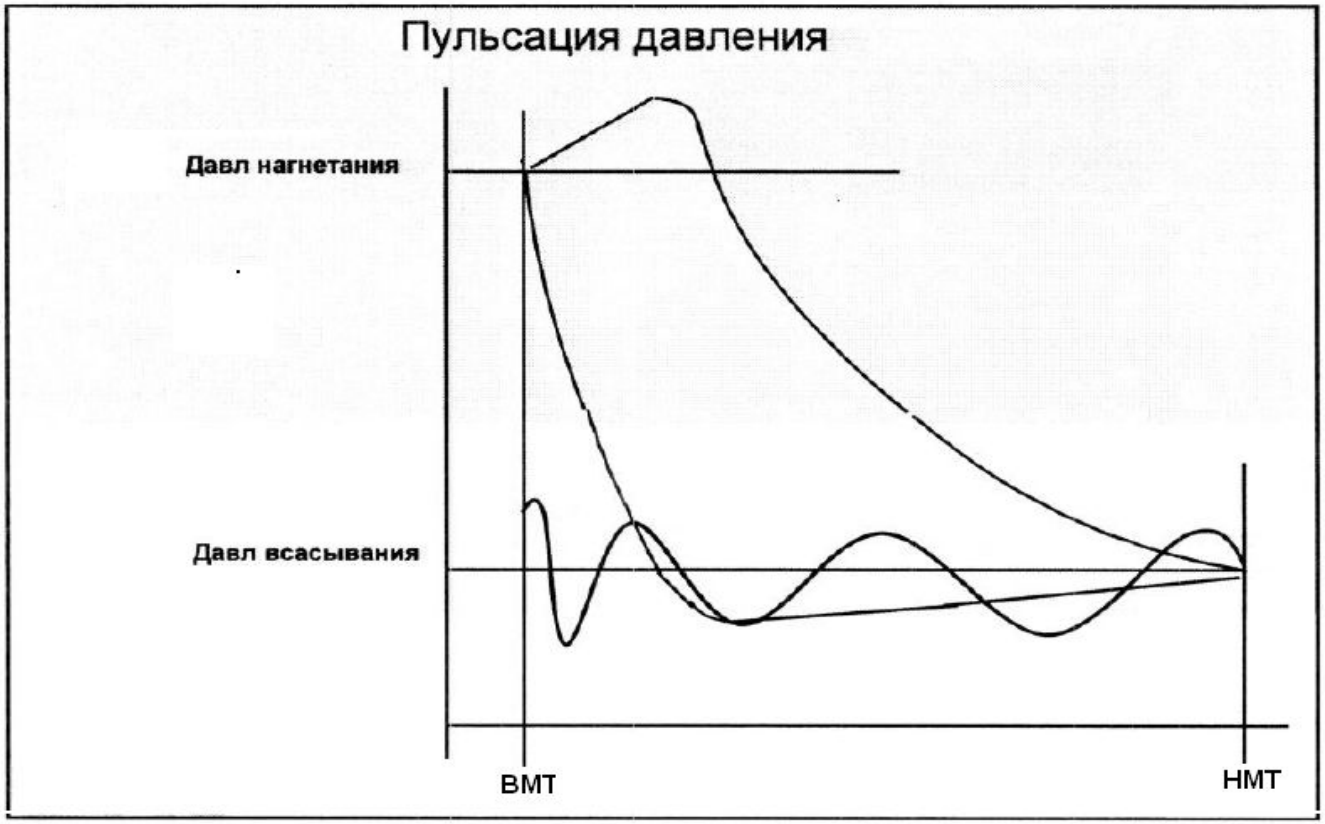
Поломки клапанов



Коррозия

- пластина еще не сломана
- утечки увеличивают температуру газа
- коррозия часто возникает во время стоянки компрессора (а не в работе)




Пульсация давления
Давл нагнетания
Давл всасывания
ВМТ
НМТ

Динамика клапана
подъем пластины
огран.
седло
ВМТ
угол поворота вала
флаттер клапана
подъем пластины
огран.
седло
ВМТ
угол поворота вала
идеальное движение

Установка клапанов

ВСЕГДА сначала определите какой клапан- всасывающий или нагнетательный, и после этого установите его в соответствующее гнездо.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К МОДУЛЮ №2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ИЗ ДЗ№1
(подготовить к контрольной работе)

1.Схема компрессора, Ve; $P_{вс}$; $P_н$; P_m; $P_1 1$; $P_2 1$; ; $P_1 2$; $P_2 2$;
a_1; a_2; $L_{шатуна}$;
V_{h1}; V_{h2}; n_o; S; D_1; D_2; $d_{шт}$; S/D; C_m.

2.Масса возвратно–поступательно движущихся частей $M_{пс}$, кг:

а) Для компрессоров с цилиндрами простого действия диаметром D и алюминиевыми тронковыми поршнями:

таблица 1

D, мм	90	100	120	140	160	180	200	220	250	300
$M_{пс}$, кг	1,1	1,4	2,2	3,0	4,1	5,4	7,0	8,5	12	17

б) Для компрессоров с блоком цилиндров и алюминиевым дифференциальным поршнем $M_{пс.дифф}$ определяется из табл.1 по диаметру 1-й ступени D_1 с поправочным коэффициентом 0,8:

$$M_{пс.дифф} = 0,8*M_{пс}$$

в) Для крейцкопфных компрессоров с цилиндрами двойного действия принять

$M_{пс}= 2,8*V_e$, где V_e - производительность, $м^3$/мин.

3. Масса неуравновешенных вращающихся частей $M_{вр}$:

а) один шатун подсоединен к колену вала $M_{вр} =0,5* M_{пс}$;

б) два шатуна подсоединены к колену вала $M_{вр} =0,6* M_{пс}$;

в) три шатуна подсоединены к колену вала $M_{вр} =0,7* M_{пс}$;

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ АТТЕСТАЦИИ ПО МОДУЛЮ №2

1. Тема "ДИНАМИКА"

а) Нарисовать схему компрессора с указанием сил и моментов, действующих в механизме движения, с учетом знака;

б) для одного ряда определить суммарные газовые силы $P_г$ и силы инерции $I_{пс}$ в ВМТ и НМТ.

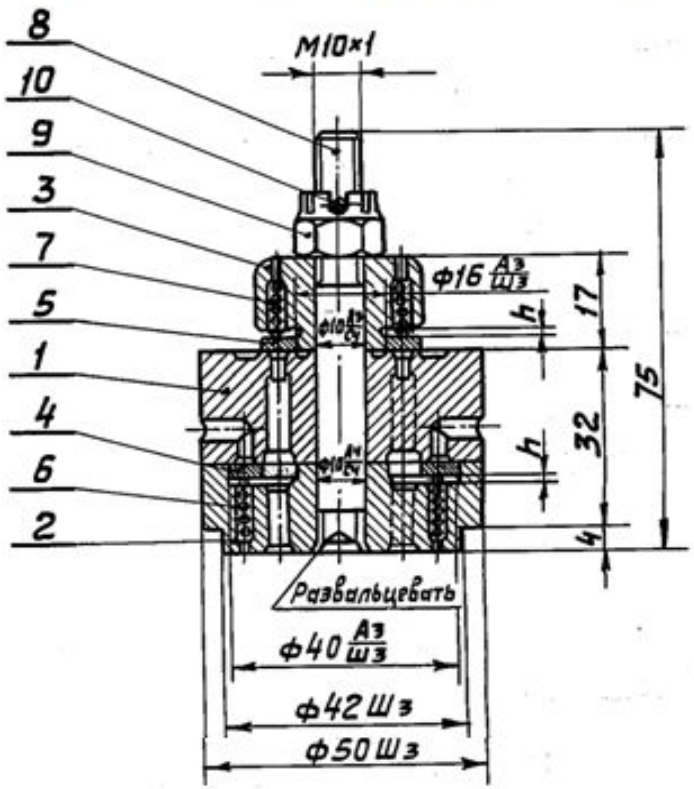
2. Тема "УРАВНОВЕШИВАНИЕ"

Уравновесить компрессор (вариант из ДЗ№1); определить параметры противовесов; определить оставшиеся неуравновешенными силы инерции и моменты от сил инерции.

3. Тема "РАСЧЕТ КЛАПАНОВ"

Определить эквивалентную площадь клапанов цилиндров первой ступени для подбора стандартизованных клапанов.

Клапан комбинированный КК - 42



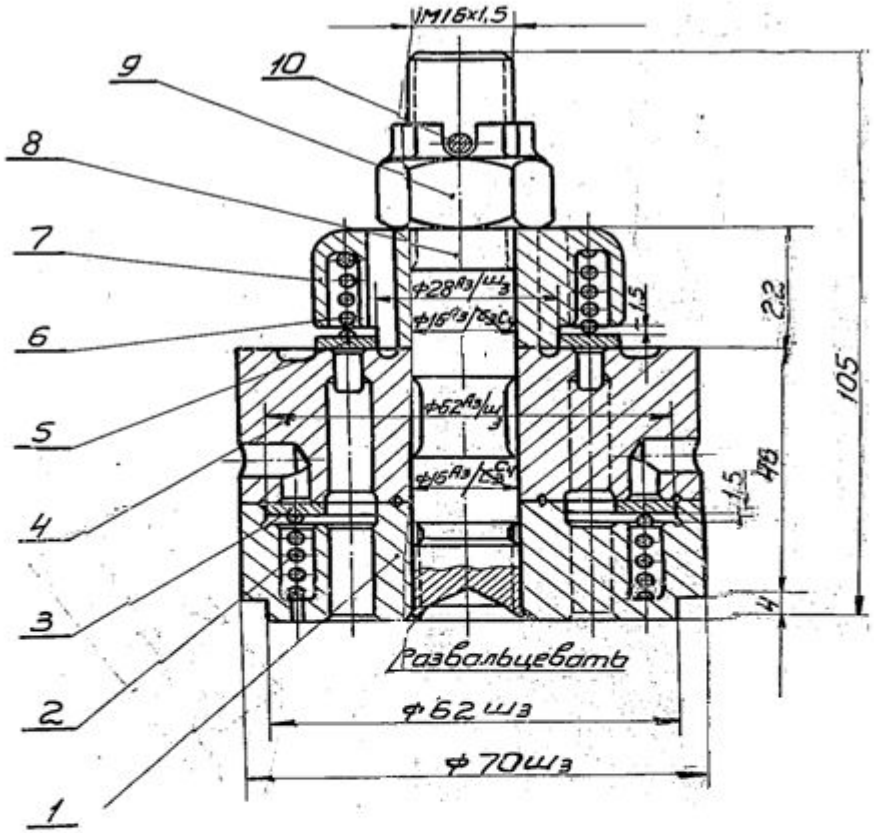
1. Максимально допустимый перепад давления 250 кгс/см²

2. Площадь прохода в щели:
   1. Всасывающ. клапана Ф = 0,48 см²
   2. Нагнетат. клапана Ф = 0,43 см²

3. Объем вредного пространства клапана V = 11,0 см³

Высота подъема пластины „h".			
Пластина больш.		Пластина малая	
Номин.	Фактическ.	Номин.	Фактическ.
мм	мм	мм	мм
1,0	0,9÷1,22	1,0	0,9÷1,22

Клапан комбинированный КК - 62



I Максимально допустимый перепад давления – 150 ата.

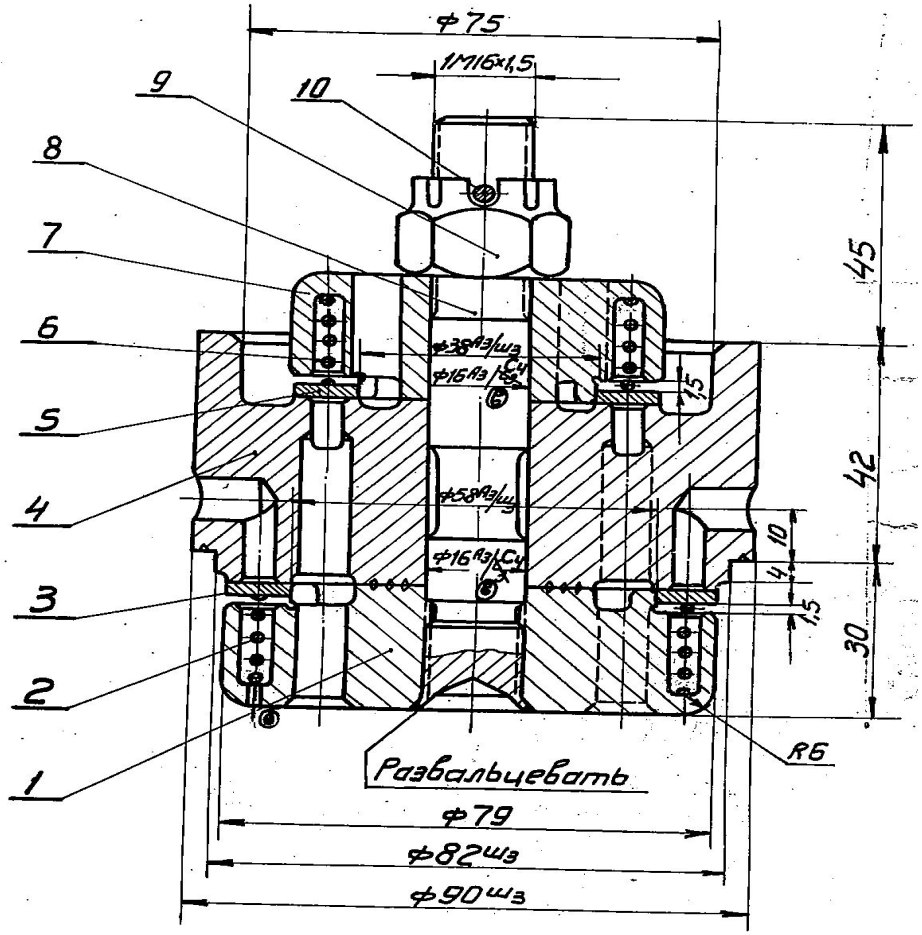
II Площадь прохода в щели:

1. Всасыв. клапана $\Phi = 1{,}675\ см^2$
2. Нагнетат. клапана $\Phi = 2{,}64\ см^2$

III Объем вредного пространства клапана $V = 28{,}85\ см^3$

Высота подъёма пластины „h"			
Пластина больш.		Пластина малая	
Номин. мм	Фактическая мм	Номин. мм	Фактическая мм
1,0	0,9...1,22	1,0	0,9...1,22

Комбинированный клапан КК - 82



I Максимально допустимый перепад давления - 60 ата.

II Площадь прохода в щели:

1. Всасыв. клапана $\phi = 6,3\ см^2$
2. Нагнетат. клапана $\phi = 4.4\ см^2$

III Объем вредного простр. клапана. $V = 58\ см^3$

Высота подъёма пластины, h			
Пластина больш.		Пластина малая	
Номин.	Фактическ.	Номин.	Фактическая
мм	мм	мм	мм
1,5	1,4 ÷ 1,72	1,5	1,5 ÷ 1,72