

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Необходимы высокие давления газов:

в химии - до 350 МПа

воздух - до 70 ... 80 МПа (горное дело)

Сжатие газа в многоступенчатом компрессоре осуществляется последовательно в нескольких одноступенчатых компрессорах (ступенях).

При переходе из одной ступени сжатия в другую газ охлаждается. При полном межступенчатом охлаждении температура всасывания в каждой ступени равна $T_{всi}$, т.е. газ охлаждается до $T_{всi}$.

Если $T_{всi} > T_{всi}$, то - неполное охлаждение.

Разность $\Delta T_i = T_{всi} - T_{всi}$ называют недоохлаждением перед i -той ступенью.

Различают ϵ_k и $\epsilon_{стi}$ -

$$\epsilon_k = \frac{p_{нк}}{p_{вк}}; \quad \epsilon_{стI} = \frac{p_{mI}}{p_{вк}}; \quad \epsilon_{стII} = \frac{p_{mII}}{p_{mI}}; \quad \epsilon_{стIII} = \frac{p_{mIII}}{p_{mII}} \dots$$

$$\epsilon_{стZ} = \frac{p_{нк}}{p_{m(Z-1)}}$$

$$\epsilon_k = \epsilon_{стI} \cdot \epsilon_{стII} \cdot \epsilon_{стIII} \dots \cdot \epsilon_{стZ}$$

Теоретический многоступенчатый компрессор

Аналогия с идеальным компрессором.

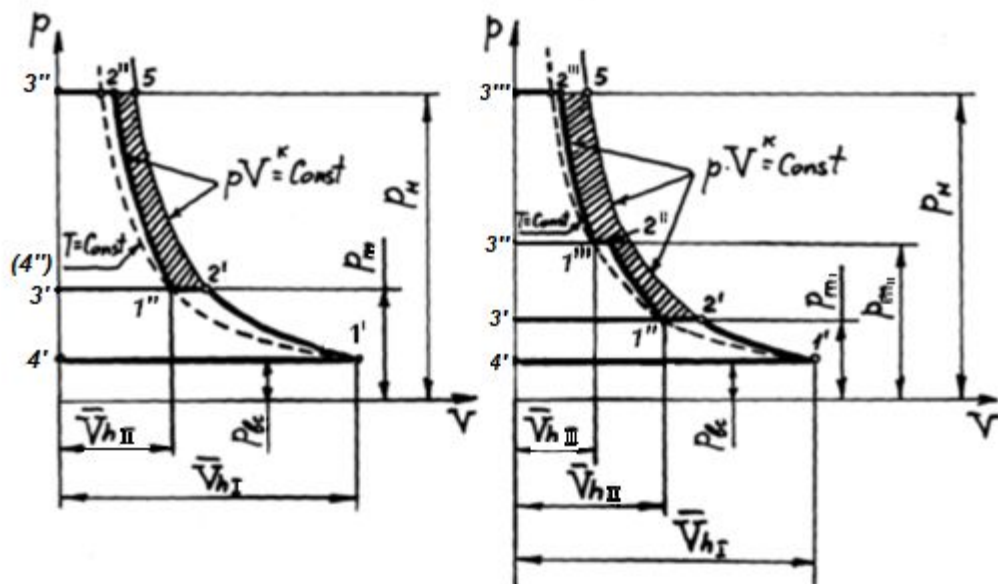
Основные допущения, определяющие теоретический многоступенчатый компрессор:

- 1. Теоретический многоступенчатый компрессор состоит из ряда идеальных одноступенчатых компрессоров.*
- 2. Охлаждение газа между ступенями - полное.*
- 3. Передача газа из ступени в ступень без потерь давления, т.е. $p_{нj} = p_{всj+1}$*
- 4. Показатель политропы сжатия имеет одинаковое значение для ступеней сжатия.*
- 5. Во всех ступенях сжимается одно и то же количество газа.*

Индикаторная диаграмма МТК

2-х ступенчатый

3-х ступенчатый



Аналогично строятся индикаторные диаграммы 4-х, 5-ти и т.д. ступенчатых теоретических компрессоров.

Описанные объемы ступеней последовательно уменьшаются. Для М.Т.К. имеем

$$p_{3''} \cdot V_{hI} = p_{mI} \cdot V_{hII} = p_{mII} \cdot V_{hIII} = \dots$$

Величина описанного объема ступени обратно пропорциональна давлению всасывания в эту ступень.

Причины перехода от одноступенчатого сжатия к многоступенчатому.

1. Температурный предел повышения давления газа в одной ступени.

! Газ после каждой ступени следует охлаждать!

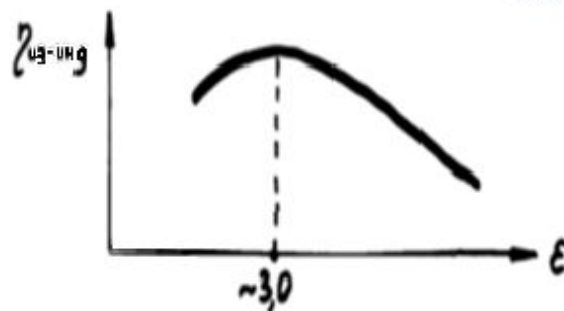
2. Выигрыш в работе сжатия и перемещения газа при многоступенчатом сжатии.
3. Уменьшение поршневых усилий в многоступенчатом компрессоре.

Газовые силы, действующие на площади каждого из двух поршней двухступенчатого компрессора меньше, чем сила давления газа, действующего на поршень одноступенчатого компрессора (при $P_n = \text{Const}$). То же для многоступенчатых компрессоров

4. Улучшение объемного коэффициента П.К. при многоступенчатом сжатии.

! Целесообразно использовать П.К. при $\lambda > 0,7$.

5. Существование максимального значения КПД ступени ($\eta_{\text{из-инд}}$) при определенном значении $\epsilon_{\text{ст}}$.



Распределение повышения давления

по ступеням в М,Т,К,

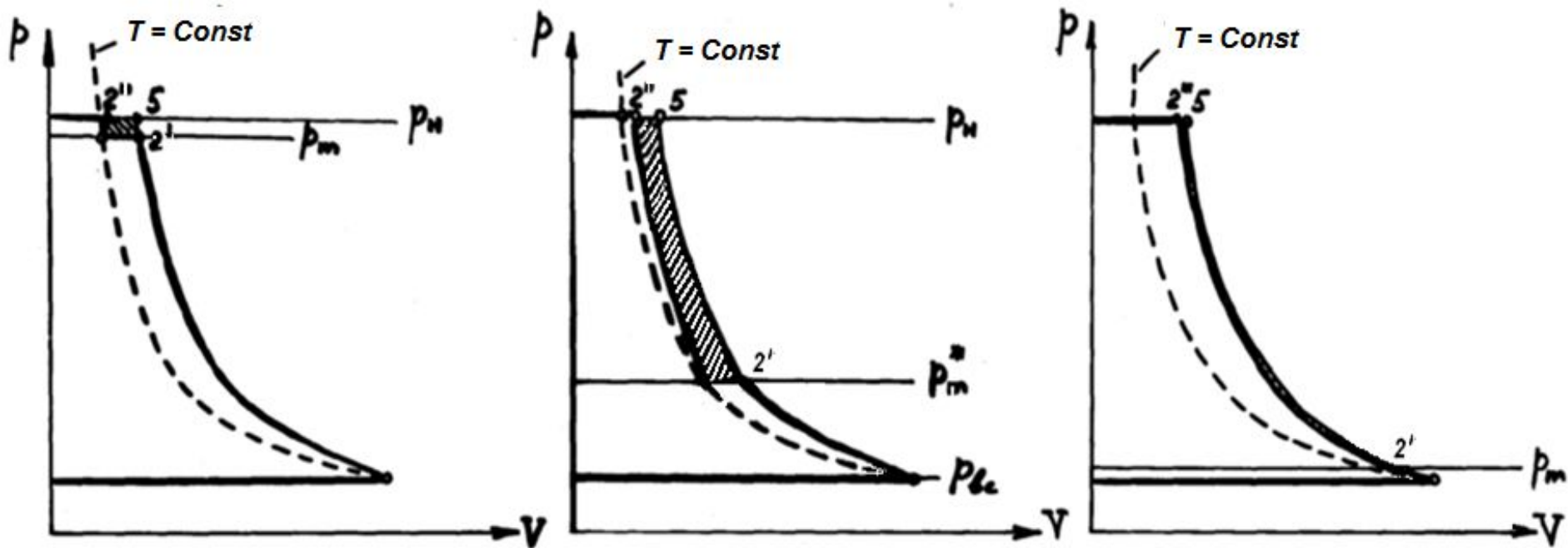
Задача: как выбрать значения ε_I и ε_{II} и ε_{III} ...
т.е. как выбрать значения p_{m_I} , $p_{m_{II}}$, $p_{m_{III}}$

Вспомнить! | $\varepsilon_I = \frac{p_{m_I}}{p_{вск}}$; $\varepsilon_{II} = \frac{p_{m_{II}}}{p_{m_I}}$; $\varepsilon_{III} = \frac{p_{m_{III}}}{p_{m_{II}}}$
и
 $\varepsilon_K = \varepsilon_I \cdot \varepsilon_{II} \cdot \varepsilon_{III} \cdot \dots$

Рассмотрим 2-х ступенчатый компрессор (МТК).
Имеем два фактора:

- ① С приближением p_m к p_n выигрыш в работе уменьшается и $\Delta L_{\text{выигрыш}} \rightarrow 0$.
- ② С приближением p_m к $p_{вс}$ выигрыш в работе уменьшается и $\Delta L_{\text{выигрыш}} \rightarrow 0$.

Следовательно: имеется значение p_m , при котором $\Delta L_{\text{выигрыш}} \rightarrow 0$ имеет "max" значение.



Можно показать, что существуют значения

$p_{mI}^{\bullet}, p_{mII}^{\bullet}, p_{mIII}^{\bullet}$ и т.д. для М.Т.К.

Оптимальные межступенчатые давления $p_{I}^{\star}, p_{II}^{\star}, p_{III}^{\star} \dots$

есть такие p_{m_i} , при которых суммарная работа, необходимая для сжатия и перемещения газа во всех ступенях, имеет минимальное значение.

$$\varepsilon_I^* = \frac{p_{mI}^*}{p_{HK}}; \quad \varepsilon_{II}^* = \frac{p_{mII}^*}{p_{mI}^*}; \quad \varepsilon_{III}^* = \frac{p_{mIII}^*}{p_{mII}^*} \dots \varepsilon_2^* = \frac{p_{HK}}{p_{m2-1}}$$

ε_i^* - оптимальное значение ε_i .

Определение оптимального повышения
давления в ступенях МТК

$$\frac{dL_K}{dp_m} = 0$$

$$L_K = L_I + L_{II},$$

$$\text{где } L_I = \frac{n}{n-1} \cdot p_{вск} \cdot V_{I1} \left[\left(\frac{p_m}{p_{вск}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$L_{II} = \frac{n}{n-1} \cdot p_m \cdot V_{I1''} \left[\left(\frac{p_{HK}}{p_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

При равенстве политроп сжатия

$$L_K = \frac{n}{n-1} \cdot p_{вск} \cdot V_{I1} \left[\left(\frac{p_m}{p_{вск}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_{HK}}{p_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right],$$

т.к. $p_{вск} \cdot V_{I1} = p_m \cdot V_{I1''}$ (точки 1 и 1'' - на одной изотерме)

$$\frac{dL_K}{dp_m} = \frac{n}{n-1} p_{\text{ск}} \cdot V_f \left[\frac{n-1}{n} \cdot \frac{(p_m^*)^{\frac{n-1}{n}-1}}{p_{\text{ск}}^{\frac{n-1}{n}}} - \frac{n-1}{n} \cdot \frac{p_{\text{HK}}^{\frac{n-1}{n}}}{(p_m^*)^{\frac{n-1}{n}+1}} \right] = 0.$$

отсюда

$$\frac{n-1}{n} \cdot \frac{(p_m^*)^{\frac{n-1}{n}-1}}{p_{\text{ск}}^{\frac{n-1}{n}}} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{p_{\text{HK}}^{\frac{n-1}{n}}}{(p_m^*)^{\frac{n-1}{n}+1}}$$

и

$$(p_m^*)^{2 \cdot \frac{n-1}{n}} = (p_{\text{ск}} \cdot p_{\text{HK}})^{\frac{n-1}{n}}$$

или

$$(p_m^*)^2 = p_{\text{ск}} \cdot p_{\text{HK}}$$

и

$$p_m^* = \sqrt{p_{\text{HK}} \cdot p_{\text{ск}}} \quad \frac{p_m^*}{p_{\text{ск}}} = \frac{p_{\text{HK}}}{p_m^*}$$

т.е.

$$\varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^*$$

$$\varepsilon_K = \frac{p_{\text{HK}}}{p_{\text{ск}}} = \frac{p_m^*}{p_{\text{ск}}} \cdot \frac{p_{\text{HK}}}{p_m^*} = \varepsilon_I^* \cdot \varepsilon_{II}^*$$

$$\varepsilon_K = \varepsilon_I^* \cdot \varepsilon_{II}^*$$

$$\varepsilon_K = (\varepsilon_{\text{см}}^*)^2$$

или

$$\varepsilon_{\text{см}}^* = \sqrt{\varepsilon_K}$$

Аналогично имеем $\varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \varepsilon_{III}^* = \dots = \varepsilon_Z^*$

$$\varepsilon_{\text{см}}^* = \sqrt[Z]{\varepsilon_K}$$

Следствия из оптимального межступенчатого давления

Следствие 1: Температуры нагнетания во всех ступенях одинаковы ($T_{H1} = T_{H2} = T_{H3} = \dots$)

$$T_{H_i} = T_{вс_i} \left(\frac{P_{H_i}}{P_{к_i}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_{к_i} \cdot \varepsilon_i^{\frac{n-1}{n}}$$

Следствие 2: Работы сжатия перемещения газа во всех ступенях одинаковы ($L_1 = L_2 = L_3 = \dots$)

$$L_i = \frac{n}{n-1} P_{к_i} V_{H_i} \left[\left(\frac{P_{H_i}}{P_{к_i}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Следствие 3: Газовые силы, действующие на поршни всех ступеней, одинаковые

$$P_{r1} = P_{r2} = P_{r3} = \dots$$

Расчет оптимальных межступенчатых давлений

- 1) Определяют $\varepsilon_{ст}^*$ $\varepsilon_{ст}^* = \sqrt[n]{\varepsilon_k}$
- 2) $P_{m1}^* = P_{к1} \cdot \varepsilon_{ст}^*$
- 3) $P_{m2}^* = P_{к2} \cdot \varepsilon_{ст}^* = P_{m1}^* \cdot \varepsilon_{ст}^* = P_{к1} \cdot (\varepsilon_{ст}^*)^2$
- 4) $P_{m_i}^* = P_{к_i} \cdot \varepsilon_{ст}^* = P_{к1} \cdot (\varepsilon_{ст}^*)^i$

Некоторые практически полезные результаты изучения МТК

Обеспечение работы МТК на заданных межступенчатых давлениях

Проблема: Как обеспечить работу М.Т.К. на оптимальных значениях p_{mI}^* ; p_{mII}^* ; p_{mIII}^* ...

Относительное повышение давления в ступени М.Т.К. зависит от отношения описанных поршнями объемов рассматриваемой и последующей ступеней

$$p_{всI} \cdot \bar{V}_{hI} = p_{всII} \cdot \bar{V}_{hII}; \quad p_{всI} \cdot V_{hI} = p_{всII} \cdot V_{hII}$$

$$\varepsilon_I = \frac{p_{нI}}{p_{всI}} = \frac{p_{всII}}{p_{всI}} = \frac{V_{hI}}{V_{hII}}$$

Газ сжимается в I-й ступени до такого давления, при котором он будет иметь объем, равный объему, всасываемому II-й ступенью (при температуре $T_{всII}$).

Аналогично имеем для М.Т.К. любого числа ступеней

$$\varepsilon_{\bar{\varepsilon}} = \frac{P_{H\bar{\varepsilon}}}{P_{L\bar{\varepsilon}}} = \frac{P_{L\bar{\varepsilon}}}{P_{L\bar{\varepsilon}}} = \frac{V_{h\bar{\varepsilon}}}{V_{h\bar{\varepsilon}}},$$

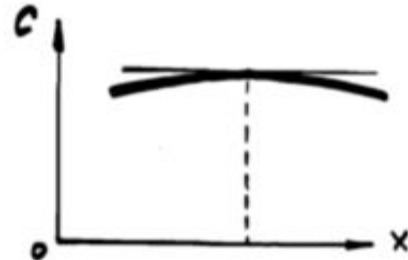
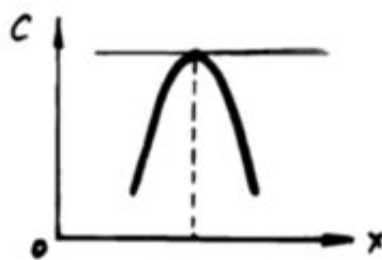
$$\varepsilon_{\bar{\varepsilon}} = \frac{P_{H\bar{\varepsilon}}}{P_{L\bar{\varepsilon}}} = \frac{P_{L\bar{\varepsilon}}}{P_{L\bar{\varepsilon}}} = \frac{V_{h\bar{\varepsilon}}}{V_{h\bar{\varepsilon}}} \quad \text{и т.д.}$$

$$\varepsilon_i = \frac{V_{h_i}}{V_{h_{i+1}}}$$

Влияние отклонений от оптимальных ε^*

Проблема: Нужно ли точно выдерживать значения оптимальных ε^* и P_m ?

Оптимумы могут быть явно выраженными ("острыми") или "размытыми".



Какой тип оптимума ε^* ?

Рассмотрим двухступенчатый М.Т.К. с $\varepsilon_k = 10$

$$\varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \sqrt{10} = 3,16$$

Изменим ε_I (увеличим на 25%), тогда $\varepsilon_I = 4$ и $\varepsilon_{II} = 2,5$

Во втором случае L_k будет больше ~ на 0,5 %

Сравнение L_k при различном числе ступеней

Рассмотрим М.Т.К. с $\varepsilon_k = 10$ при оптимальных $\varepsilon_{ст}$

Компрессор	Работа L_k по сравнению с одноступенчатым адиабатическим компрессором, %	Выигрыш в работе при увеличении ступеней на одну, %
Одноступенчатый идеальный адиабатический компрессор	100	—
С адиабатическим теоретическим сжатием:		
двухступенчатым	84	16
трёхступенчатым	79	5
четырёхступенчатым	77	2
С изотермическим сжатием (с числом ступеней $\rightarrow \infty$)		
	70,5	

Влияние изменений $p_{вс}$ и p_n на работу М.Т.К.

Рассмотрим работу М.Т.К. в нерасчётном (неноминальном) режиме.

Рассмотрим М.Т.К., сжимающий газ с $p_{вс} = 0,1$ МПа до $p_n = 2,7$ МПа (номинальный режим).

$$\varepsilon_{СТ}^* = \sqrt[3]{27} = 3 \qquad \varepsilon_{СТ}^* = \varepsilon_{II}^* = \varepsilon_{III}^*$$

Оптимальные межступенчатые давления при этом

$$P_{m_I} = P_{вс_{II}} = P_{вс_K} \cdot \varepsilon_I^* = 0,1 \cdot 3 = 0,3 \text{ МПа}$$

$$P_{m_{II}} = P_{вс_{II}} \cdot \varepsilon_{II}^* = 0,3 \cdot 3 = 0,9 \text{ МПа}$$

Чтобы обеспечить ε_I^* и ε_{II}^* , а также P_{m_I} и $P_{m_{II}}$, описанные объёмы будут

$$V_{h_{II}} = V_{h_I} / 3$$

$$V_{h_{III}} = V_{h_{II}} / 3$$

? | Что будет с межступенчатыми давлениями и ε_i ступеней, если $P_{нК}$ будет выше ($P'_{нК} = 3$ МПа)?

Давление $P_{вс}$ не изменилось

$$P'_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$$

\mathcal{E}'_I зависит от отношения V_{hI} и V_{hII} .

Конструкция (и размеры) компрессора не изменились,

т.е. $V_{hII} = \frac{V_{hI}}{3}$.

Тогда $\mathcal{E}'_I = 3$, а $P'_{mI} = 0,1 \cdot 3 = 0,3 \text{ МПа}$.

\mathcal{E}'_{II} зависит от отношения V_{hII} и V_{hIII} , которые не изменились. Поэтому $\mathcal{E}'_{II} = 3$, а $P'_{mII} = 0,3 \cdot 3 = 0,9 \text{ МПа}$.

\mathcal{E}'_{III} ступени определяется P'_{mII} и противодавлением ($P''_H = 3,0 \text{ МПа}$).

$$\mathcal{E}'_{III} = \frac{3,0}{0,9} = 3,33$$

Внимание!

|| Вся перегрузка приходится на последнюю ступень (для М.Т.К.)

Аналогичное положение имеем для любого числа ступеней и при изменении $P_{вс}$.

В последней ступени проверять T_H и прочность!

Особенности сжатия газа в действительном
многоступенчатом П.К.

Результаты испытаний компрессора производительностью
 $V_e = 2100 \text{ м}^3/\text{ч}$, сжимающего азотноводородную смесь до
 $P_H = 19,7 \text{ МПа}$.

	<i>I</i> ступ.	<i>II</i> ступ.	<i>III</i> ступ.	<i>IV</i> ступ.	<i>V</i> ступ.
<i>Давление, МПа:</i>					
<i>всас. ступени</i>	0,0975	0,259	0,813	2,17	6,17
<i>нагн. ступени</i>	0,315	0,917	2,41	6,89	20,18
$\mathcal{E}_{ст}$	3,23	3,54	2,96	3,18	3,27
<i>Температура, °С:</i>					
<i>всас. ступени</i>	17,3	26,1	50,5	35,1	29,5
<i>нагн. ступени</i>	119,5	139,1	157,8	137,5	145,3
<i>Показатель политропы</i>	1,33	1,34	1,36	1,4	1,38
<i>Потеря давления между ступенями, %</i>	18,0	11,3	10,0	3,3	

Особенности сжатия в действительном многоступенчатом компрессоре:

1. Имеются значительные потери давления между ступенями (до 18%).
2. Нет полного охлаждения ($\Delta T_{\text{охл}}$ разное в ступенях).
3. Относительное повышение давления отличается от оптимального (для М.Т.К.)

$$\varepsilon_{\text{ст МТК}}^* = \sqrt[5]{201} \approx 2.89$$

4. Эквивалентные политропы сжатия не одинаковы.

Сжатие газа происходит последовательно в действительных одноступенчатых компрессорах, а охлаждение газа между ступенями происходит в действительных газоохладителях.

Выбор числа ступеней сжатия

С увеличением числа ступеней:

с одной стороны (положительный эффект)

- 1) при последовательном увеличении числа ступеней последовательно будет увеличиваться выигрыш в работе сжатия и перемещения;
- 2) этот выигрыш в работе будет уменьшаться с каждым последующим увеличением числа ступеней.

с другой стороны (отрицательный эффект)

при увеличении числа ступеней сжатия увеличивается число межступенчатых охладителей, число всасывающих и нагнетательных клапанов, через которые газ будет протекать, а следовательно увеличиваются потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

Увеличение числа ступеней сжатия вначале приводит к выигрышу в работе сжатия и перемещения, затем отрицательный эффект будет сильнее.

Имеется оптимальное (с точки зрения потребления энергии) число ступеней сжатия.

Следует учитывать, что при увеличении числа ступеней сжатия усложняется конструкция компрессора, возрастает его стоимость и уменьшается его надежность. Поэтому имеется оптимальное (с точки зрения общей эффективности) число ступеней сжатия.

Рекомендации по выбору числа ступеней сжатия.

Вспомним, что для М.Т.К.

$$\varepsilon_K = \varepsilon_I \cdot \varepsilon_{II} \cdot \varepsilon_{III} \cdot \dots \cdot \varepsilon_Z$$

$$\varepsilon_K^* = \varepsilon_I^* = \varepsilon_{II}^* = \varepsilon_{III}^* = \dots = \varepsilon_Z^* = \sqrt[Z]{\varepsilon_K}$$

В действительном компрессоре

$$\varepsilon_{cm} = K_p \cdot \sqrt[Z]{\varepsilon_K}$$

где $K_p = 1,1 \dots 1,2$

$$Z = \frac{\lg \varepsilon_K}{\lg(\varepsilon_{cm} / K_p)} \quad Z - \text{целое число!}$$

Обычно ε_k от 2,5 до 5,0

В существующих компрессорах:

Число ступеней	1	2	3	4	5	6
ε_k	4 - 7	6 - 30	14 - 150	36 - 400	150 - 1000	600 - 1500

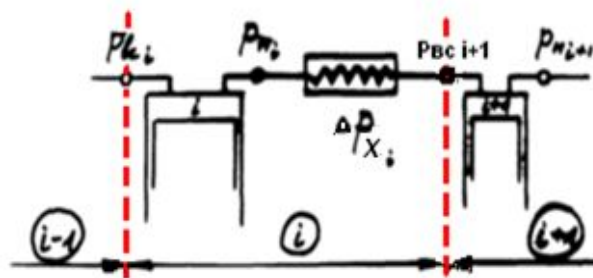
Исключения:

- 1) ε_k до 20 м.б. в одной ступени малых поршневых компрессоров, работающих периодически.
- 2) Число ступеней выбирают не оптимальным (с точки зрения эффективности), стремясь к большей унификации, т.к. при большем числе ступеней сжатия уменьшается суммарная газовая сила.

Определение оптимальных P_m в действительном компрессоре

Понятие "номинальное межступенчатое давление"

В рассмотренном ранее примере любое давление от 0,917 МПа до 0,813 МПа может быть названо межступенчатым (между I и II ступенями)

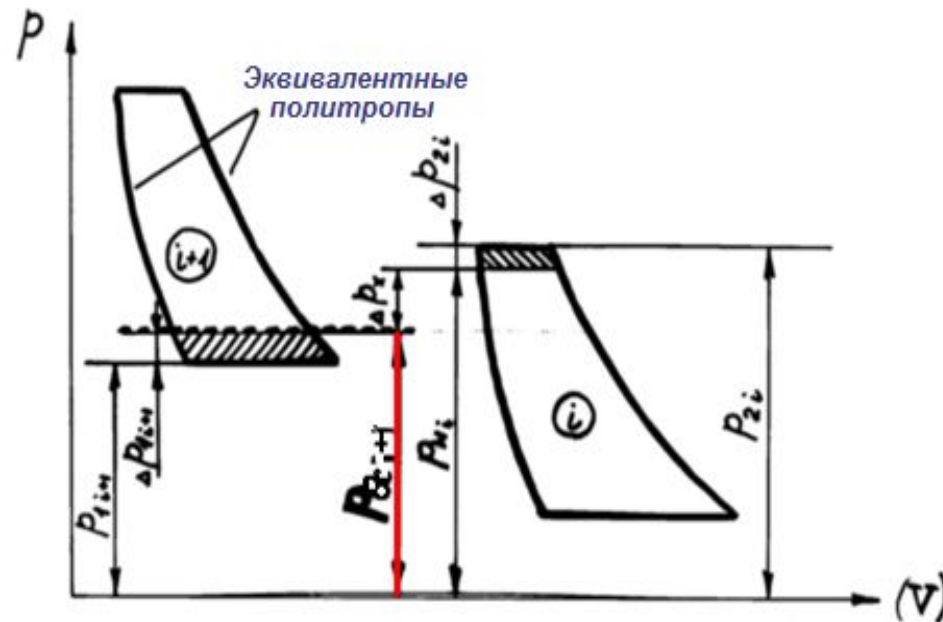


Принято за номинальное межступенчатое давление считать давление всасывания в последующую ступень

$$p_{m_i} = p_{вс_{i+1}}$$

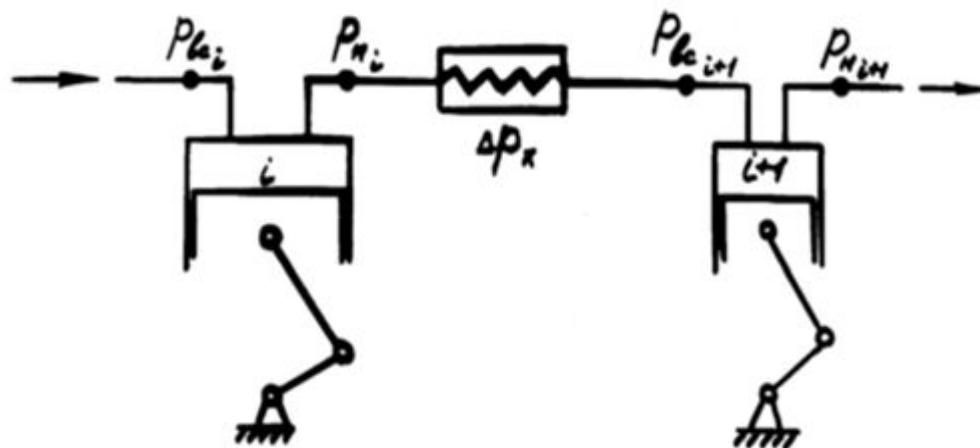
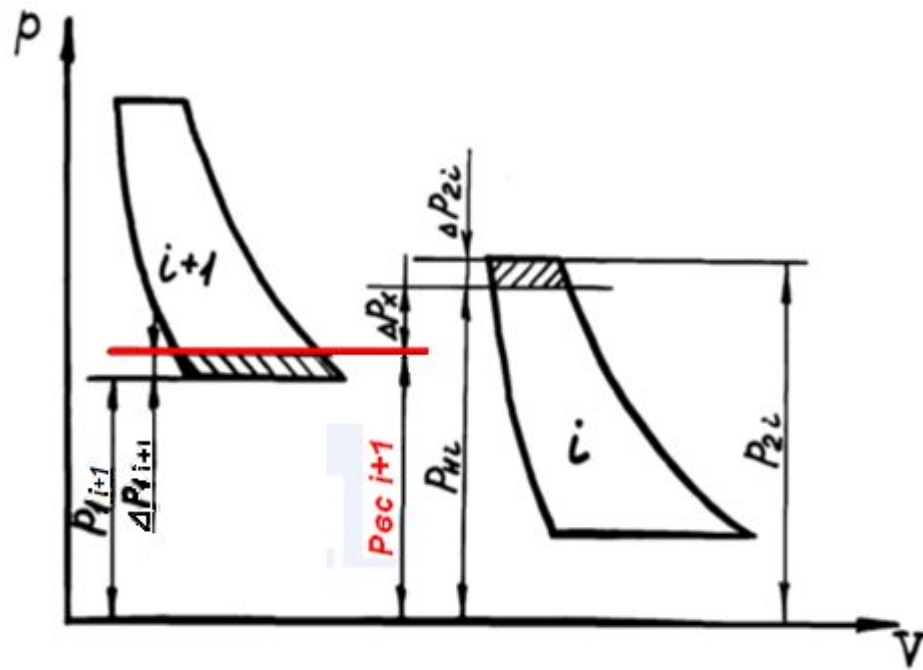
Номинальное межступенчатое давление - величина условная, к которой предъявляют требование: она должна легко замеряться.

Схематизация индикаторных диаграмм многоступенчатого компрессора



Цель схематизации: определение $L_{кi} = L_{сжi} + L_{перi}$
с учетом потерь в клапанах и
межступенчатых коммуникациях.

Используются схематизированные индикаторные упрощенные диаграммы, учитывающие потери давления не только в клапанах, но и в межступенчатых газоохладителях и коммуникациях.



Удобно представлять δ_i в виде

$$\delta_i = \frac{A}{p_{\delta c(i+1)}} \cdot A \text{ и } q - \text{коэффициенты.}$$

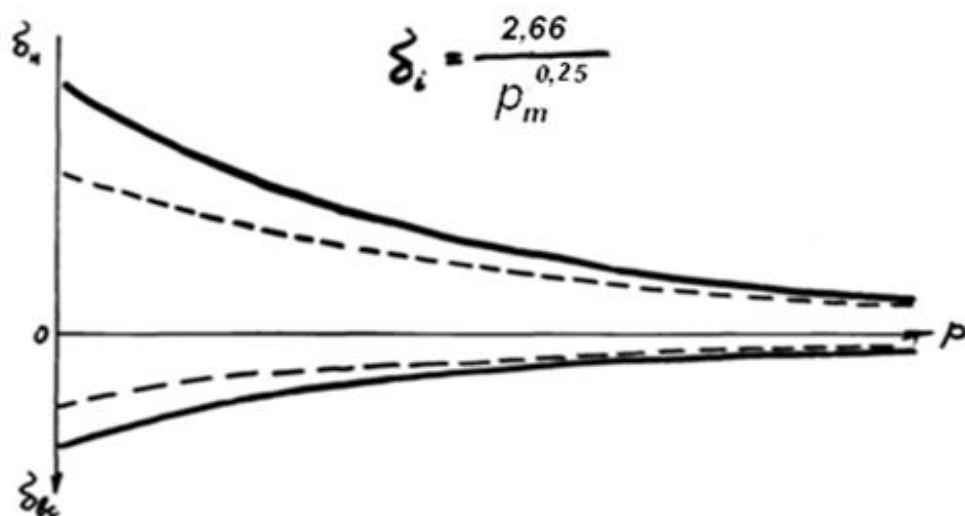
Из накопленного опыта _____

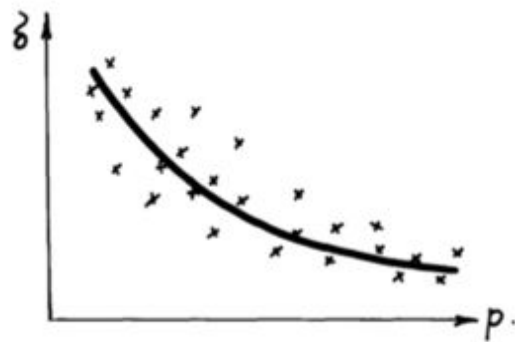
$$\delta_i = \frac{7,6}{p_m^{0,3}} = \frac{7,6}{p_{\delta c(i+1)}^{0,3}}$$

Из практики

$$\delta_{H_i} \approx 0,7 \cdot \delta_i$$
$$\delta_{\text{вс}(i+1)} \approx 0,3 \cdot \delta_i$$

Для вновь проектируемых П.К. - - - - -





$$\delta_i = \frac{A}{P_{m_i}}$$

Внимание!

Потери δ_i - потери (относительные!) между i -й и $(i+1)$ -й ступенями, т.е. потери на нагнетании i -й ступени и на всасывании $(i+1)$ -й ступени.

Зная δ_i (δ_{n_i} и $\delta_{k_{i+1}}$), можно найти все давления P_{2i} и P_{1i} , необходимые для построения схематизированных диаграмм всех ступеней.

$$P_{2i} = P_{m_i} + \Delta P_{x_i} + \Delta P_{z_i} = (1 + \delta_{n_i}) \cdot P_{k_{(i+1)}} = (1 + 0,7 \cdot \delta_i) \cdot P_{k_{i+1}}$$

$$P_{1(i+1)} = P_{m_i} - \Delta P_{l_{(i+1)}} = (1 - \delta_{k_{(i+1)}}) \cdot P_{m_i} = (1 - 0,3 \cdot \delta_i) \cdot P_{k_{(i+1)}}$$

$$P_{k_I} = f(P_{k_I}); P_{2_I} = f(P_{m_I}); P_{k_{II}} = f(P_{m_{II}}); P_{2_{II}} = f(P_{m_{II}});$$

$$P_{k_{III}} = f(P_{m_{III}}); P_{2_{III}} = f(P_{m_{III}}); P_{k_{IV}} = f(P_{m_{IV}}); P_{2_{IV}} = f(P_{m_{IV}}) \dots$$

Т.о. можно представить

$$L_I = f(p_k; p_{m_I}); \quad L_{II} = f(p_{m_I}; p_{m_{II}});$$

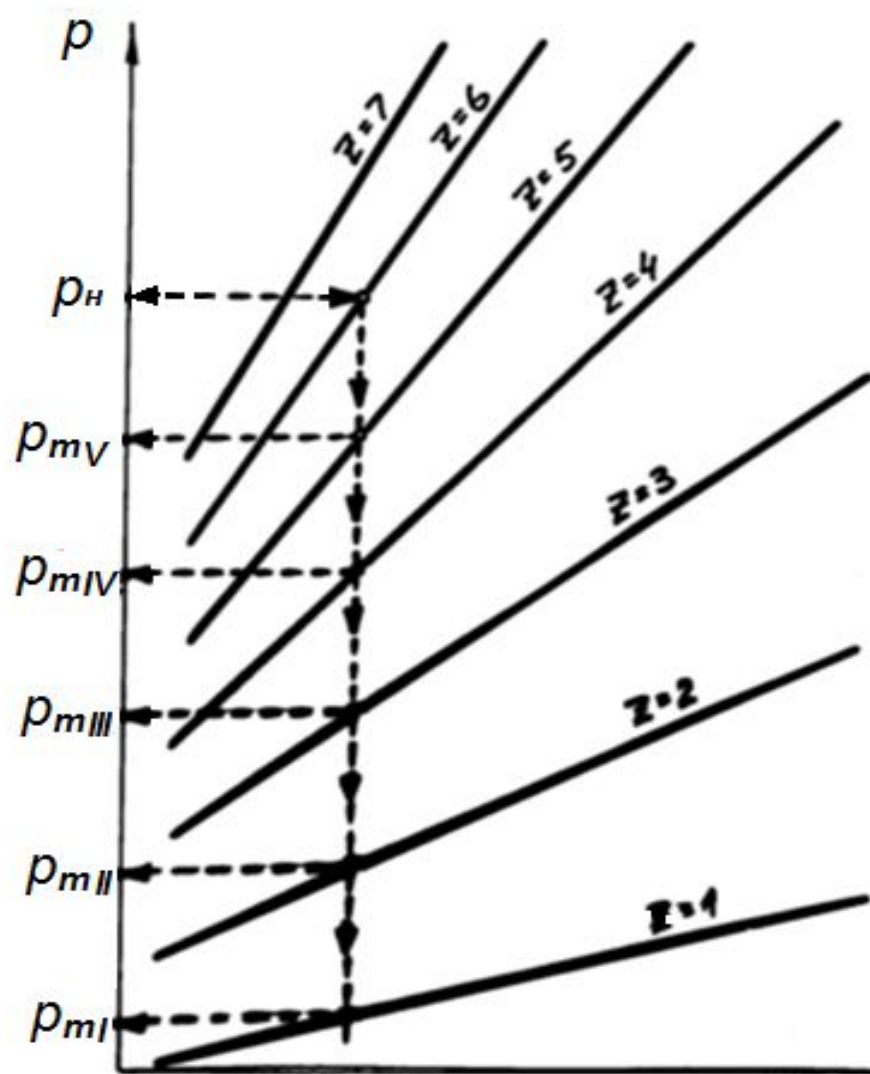
$$L_{III} = f(p_{m_{II}}; p_{m_{III}}) \dots \quad L_Z = f(p_{m_{Z-1}}; p_n).$$

$$\sum_{i=1}^Z L_i = f(p_k; p_{m_I}; p_{m_{II}}; p_{m_{III}} \dots p_{m_{Z-1}}; p_n)$$

$$\text{Т.к. } L_{i \text{ ступ}} = p_{d_i} \cdot \bar{V}_{h_i} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{2i}}{p_{d_i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \left\{ 1 - a_m \left[\left(\frac{p_{2i}}{p_{d_i}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \right\}$$

Определение оптимальных межступенчатых давлений в действительном компрессоре

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial L_k}{\partial p_{m_I}} = 0 \\ \frac{\partial L_k}{\partial p_{m_{II}}} = 0 \\ \frac{\partial L_k}{\partial p_{m_{III}}} = 0 \\ \dots \dots \dots \\ \frac{\partial L_k}{\partial p_{m_{Z-1}}} = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} (Z-1) \text{ уравнение,} \\ (Z-1) \text{ неизвестное.} \end{array}$$



Влияние выпадения влаги между ступенями на работу компрессора

Условием выпадения влаги после 1-й ступени служит неравенство

$$\varphi_1 \cdot p_{н.п I} \cdot \varepsilon_1 > p_{н.п II}$$

где φ_1 - относительная влажность газа, входящего в 1-ю ступень

$p_{н.п I} \approx p_{н.п II}$ - давление насыщенного пара при температуре всасывания в I и II ступенях,

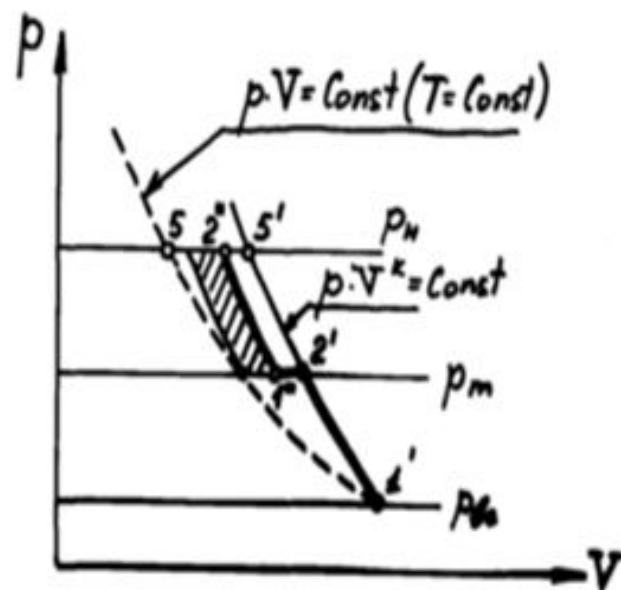
ε_1 - относительное повышение давления в 1-й ступени

Коэффициент влажности $\lambda_{вл}$ для i -й ступени

$$\lambda_{вл} = \frac{p_{вс I} - \varphi_1 \cdot p_{н.п I}}{p_{вс i+1} - p_{н.п i+1}} \cdot \frac{p_{вс i}}{p_{вс I}}$$

После III ступени влаги в газе мало и её выпадением пренебрегают

Влияние недоохлаждения на работу
многоступенчатого компрессора



Относительные потери от
недоохлаждения на один градус, $1/^\circ\text{C}$

$$\frac{\Delta L}{L_K} \approx \frac{1}{3} \cdot \frac{Z-1}{Z} = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{1}{Z}\right)$$

Влияние неплотностей на работу многоступенчатого компрессора

Перетечки - Утечки



$$\lambda_{пл i} = \lambda_{перет i} \cdot \lambda_{утеч i}$$

$$\lambda_{утеч i} = 1 - \lambda'_{утеч i} - \lambda'_{утеч i+1} - \lambda'_{утеч i+2} - \dots$$

Неплотности влияют на температурный режим компрессора

Определение основных размеров многоступенчатого компрессора

Основные размеры и параметры:

$$D_I; D_{II}; D_{III}; \dots$$

$$S_{n_I}; S_{n_{II}}; S_{n_{III}}; \dots$$

$$n_{o_I}; n_{o_{II}}; n_{o_{III}}; \dots$$

$$d_{шт_I}; d_{шт_{II}}; d_{шт_{III}}; \dots$$

При проектном расчете следует определить:

$$D_I; D_{II}; D_{III}; \dots \quad S_n \quad d_{шт} \quad n_o$$

Для первой ступени определяют $D_I; S_n$ и n_o как для одноступенчатого компрессора.

S_n и n_o для всех ступеней имеют одинаковое значение.

Поэтому по известным $V_{h_{II}}, V_{h_{III}}, \dots$ определяют

$$D_{II}; D_{III}; \dots$$

Описанные объемы ступеней определяют, исходя из необходимости обеспечить заданные отношения давлений в ступенях.

В действительном компрессоре необходимо учитывать все потери производительности ступеней и недоохлаждение.

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{h_I} = \frac{V_e}{\lambda_I} \\ V_{h_{II}} = \frac{V_e}{\lambda_{II}} \cdot \frac{p_{0cI}}{p_{0cII}} \cdot \frac{T_{0cII}}{T_{0cI}} \\ V_{h_{III}} = \frac{V_e}{\lambda_{III}} \cdot \frac{p_{0cI}}{p_{0cIII}} \cdot \frac{T_{0cIII}}{T_{0cI}} \\ \dots \dots \dots \\ V_{h_i} = \frac{V_e}{\lambda_i} \cdot \frac{p_{0cI}}{p_{0ci}} \cdot \frac{T_{0ci}}{T_{0cI}} \end{array} \right.$$

Необходимо учитывать отбор (подвод) газа между ступеней

Последовательность теплового расчета (к ДЗ №1)

Исходные данные: $p_{вс\ k}$; $p_{н\ k}$; $T_{вс}$; $T_{н}$; V_e ; $T_{недоохл}$; $\Phi_{вс}$; состав газа.

1. Распределение давлений по ступеням:

1.1 Номинальное давление всасывания II ст. (межступенчатое давление):

$$\epsilon_K; Z; \epsilon_{ст\ i}; p_m = p_{вс\ 2}.$$

1.2 Усредненные давления в процессе всасывания p_{1i} и нагнетания p_{2i} :

$$\delta_{вс\ i}; \delta_{н\ i}; \delta_{хол}; p_{1i}; p_{2i}; p_{н\ 1}; \epsilon_{ци}.$$

2. Определение коэффициентов подачи λ_1 и λ_2 :

$$m_i; a_i; \lambda_{oi}; \lambda_{др\ i}; \lambda_{т\ i}; \lambda_{н\ i}; \lambda_{ф\ i}; \lambda_1; \lambda_2.$$

3. Определение основных размеров и параметров ступеней:

V_{h1} ; $T_{вс2}$; V_{h2} ; n_0 ; C_m ; D_1 ; $d_{шт}$; S_n ; D_2 ; округление размеров;
проверка по $(S/D_1)^+$ и $(S n^2)^+$.

4. Уточнение p_m и V_e : если $\Delta p_m > 1\%$, уточняется p_{2i} ; p_{12} ; λ_{oi} ; λ_1 ; λ_2 ; p_m ; V_e ; $\Delta V_e \%$.*

5. Определение температуры нагнетания: $T_{н1}^+$ и $T_{н2}^+$.

6. Определение эффективной мощности и подбор электродвигателя:

$$N_{вкл\ 1}; N_{вкл\ 2}; \eta_{мех}; N_e; N_{эв}^+.$$

7. Проверка базы компрессора на газовые силы в ВМТ и НМТ каждого ряда: $P_{Г\ в\ м\ т\ i}^+$; $P_{Г\ н\ м\ т\ i}^+$.

8. Определить исходные данные для подбора (расчета)

межступенчатого холодильника:

$$m_e; Q_1; Q_2; Q_{хол}; m_w; \tau_{w1}; \tau_{w2}.$$

* - при отклонении параметров от допустимых (рекомендованных) значений повторить расчет с другими сочетаниями размеров и параметров компрессора (a_i ; n_0 ; C_m ; D_1 ; S_n ; D_2).

Определение номинальных межступенчатых давлений при заданных размерах ступеней (при поверочном расчете)

Расчет номинальных межступенчатых давлений

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{mI} = p_{есII} = p_{есI} \frac{V_{hI} \cdot \lambda_I \cdot T_{есII}}{V_{hII} \cdot \lambda_{II} \cdot T_{есI}} \\ p_{mII} = p_{есIII} = p_{есI} \frac{V_{hI} \cdot \lambda_I \cdot T_{есIII}}{V_{hIII} \cdot \lambda_{III} \cdot T_{есI}} \\ \dots \dots \dots \\ p_{m(i-1)} = p_{есi} = p_{есI} \frac{V_{hI} \cdot \lambda_I \cdot T_{есi}}{V_{hi} \cdot \lambda_i \cdot T_{есI}} \end{array} \right.$$

Для двухступенчатого компрессора

$$p_m = p_{есII} = p_{еск} \frac{V_{hI} \cdot \lambda_I \cdot T_{есII}}{V_{hII} \cdot \lambda_{II} \cdot T_{есI}}$$

или

$$p_m = p_{есII} = p_{еск} \frac{V_{hI} \cdot \lambda_{oI} \cdot (\lambda_{\partial pI} \cdot \lambda_{mI} \cdot \lambda_{плI}) \cdot T_{есII}}{V_{hII} \cdot \lambda_{oII} \cdot (\lambda_{\partial pII} \cdot \lambda_{mII} \cdot \lambda_{плII}) \cdot T_{есI}}$$

где

$$\lambda_{oI} \cong 1 - a_{mI} \left[\left(\frac{p_m}{p_{еск}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad \text{и} \quad \lambda_{oII} \cong 1 - a_{mII} \left[\left(\frac{p_{нк}}{p_m} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

Однозначного решения в явном виде нет.

Поэтому, расчет номинальных межступенчатых давлений ведут методом последовательных приближений.

Влияние давлений всасывания и нагнетания
на p_{m_i} в действительном компрессоре.

Наличие мертвых объемов влияет на перераспределение относительных повышений давления.

Повышение давления $p_{нк}$ приводит в действительном поршневом компрессоре к повышению всех p_{m_i} по сравнению с расчетными. Однако, наибольшая перегрузка будет приходиться на последнюю ступень.

Мощность многоступенчатого поршневого компрессора

$$N_{\text{инг.к}} = \sum N_{\text{инг.и}}$$

$N_{\text{инг.и}}$ определяется как для одноступенчатого действительного компрессора.

$$N_e = N_{\text{инг.к}} + N_{\text{тр}}$$

$$N_e = \frac{N_{\text{инг.к}}}{\eta_{\text{мех}}}$$

КПД многоступенчатых компрессоров.

Используются изотермические КПД

$$\eta_{\text{из}} = \frac{N_{\text{инг.из.к.из}}}{N_e}$$

$$\eta_{\text{из-инг}} = \frac{N_{\text{инг.из.к.из}}}{N_{\text{инг.г.к}}}$$

и механические КПД

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{инг.г.к.}}}{N_e}$$

Варианты домашнего задания № 1 Группа Э5-61

Таблица 1

Вариант	Шифр	Вариант	Шифр	Вариант	Шифр
Э5-61 1	I-1а	8	IV-1б	15	III-7б
2	V-10в	9	VI-11г	16	II-2б
3	II-2а	10	II-6а	17	IV-2б
4	IV-3а	11	VI-12г	18	
5	III-5а	12	V-11а	19	
6	I-2б	13	III-5б	20	
7	III-8а	14	I-3а		

2. Домашнее задание №1 Тепловой расчет двухступенчатого поршневого компрессора

Цель домашнего задания – закрепить знания по разделам «Идеальный компрессор», «Одноступенчатый действительный поршневой компрессор», «Многоступенчатый поршневой компрессор» и привить навыки по определению основных размеров и параметров многоступенчатых компрессоров на стадии проектирования.

Условие домашнего задания №1: провести тепловой проектировочный расчет двухступенчатого воздушного поршневого компрессора производительностью V_e , м³/мин и давлением нагнетания p_n , кгс/см².

Номер схемы и числовые значения V_e и p_n определяются вариантом, данным в таблице 1. Римская цифра в варианте означает номер схемы компрессора, арабская – вариант выбора производительности (табл. 2), а буква – вариант выбора давления нагнетания (табл. 3).

Для нечетных вариантов задания: Давление всасывания воздуха в компрессор – 760 мм рт. ст., температура всасывания 10⁰С, влажность всасываемого воздуха 90%, недоохлаждение 20 К.

Для четных вариантов задания: Давление всасывания воздуха в компрессор – 740 мм рт. ст., температура всасывания 25⁰С, влажность всасываемого воздуха 85%, недоохлаждение 15 К.

Схемы компрессоров

I - угловой V-образный бескрейскопфный двухрядный двухступенчатый компрессор

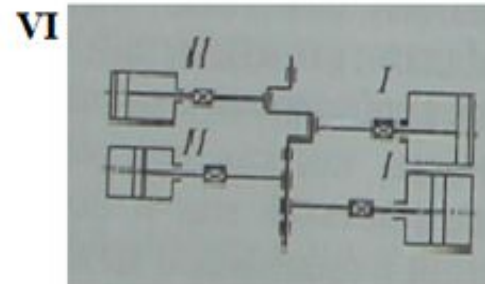
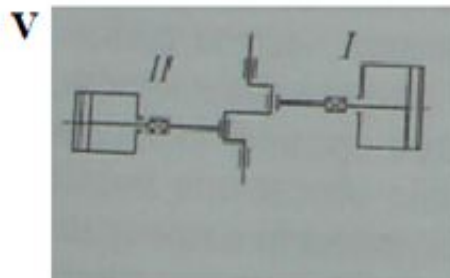
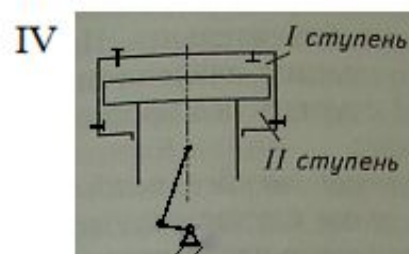
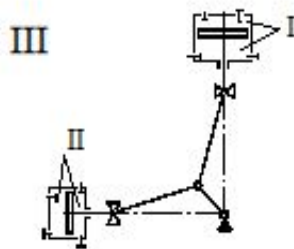
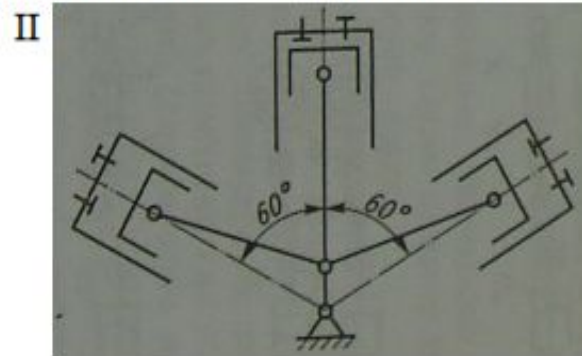
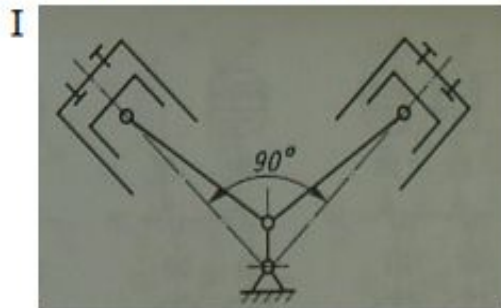
II - угловой W-образный бескрейскопфный трехрядный двухступенчатый компрессор

III - угловой вертикально-горизонтальный крейскопфный двухступенчатый компрессор

IV - вертикальный бескрейскопфный однорядный двухступенчатый компрессор с блоком цилиндров 1 и 2-й ступени и дифференциальным поршнем (с тандемными цилиндрами)

V - оппозитный крейскопфный двухрядный двухступенчатый компрессор

VI - оппозитный крейскопфный четырехрядный двухступенчатый компрессор



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
V_e	1,2	2,4	3,6	5	7	12	18	25	35	45	55	70

+ Давление нагнетания (абс) P_H , кгс/см² Таблица 3

Вариант	а	б	в	г
P_H	8	9	11	13

Общие указания по выполнению домашнего задания №1.

Тепловой проектировочный расчет включает: 1) определение основных размеров и параметров ступеней компрессора; 2) определение индикаторной мощности отдельных ступеней и всего компрессора; 3) уточнение межступенчатого давления; 4) определение потребляемой компрессором мощности.

Дополнительные указания к домашнему заданию №1

1. Дать принципиальную схему компрессора, исходные данные, вариант и шифр задания.
2. Построить схематизированные диаграммы в масштабе с указанием всех характерных давлений и объемов (можно не на миллиметровке)
3. После определения основных размеров, мощности и температур нагнетания:
 - определить газовые поршневые силы в ВМТ и НМТ для каждого ряда;
 - определить исходные данные для подбора межступенчатого холодильника;
 - провести поверочный расчет компрессора при давлении нагнетания $P_H^* = P_H - 0,3 \text{ МПа}$ (определить V_e^* , N_e^* и P_m^*)

Определение потребляемой компрессором мощности следует вести в соответствии с рекомендациями, изложенными в [1 п3.13, 3.14, 4.14; 2 с. 52...61].

Построение индикаторных диаграмм ступеней рекомендуется выполнять, учитывая рекомендации, приведенные в [1 п3.4 и 4.8]. Порядок построения схематизированных индикаторных диаграмм можно найти в [1 п3.4 и 4.8].