

# 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  $\epsilon_k$  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.*

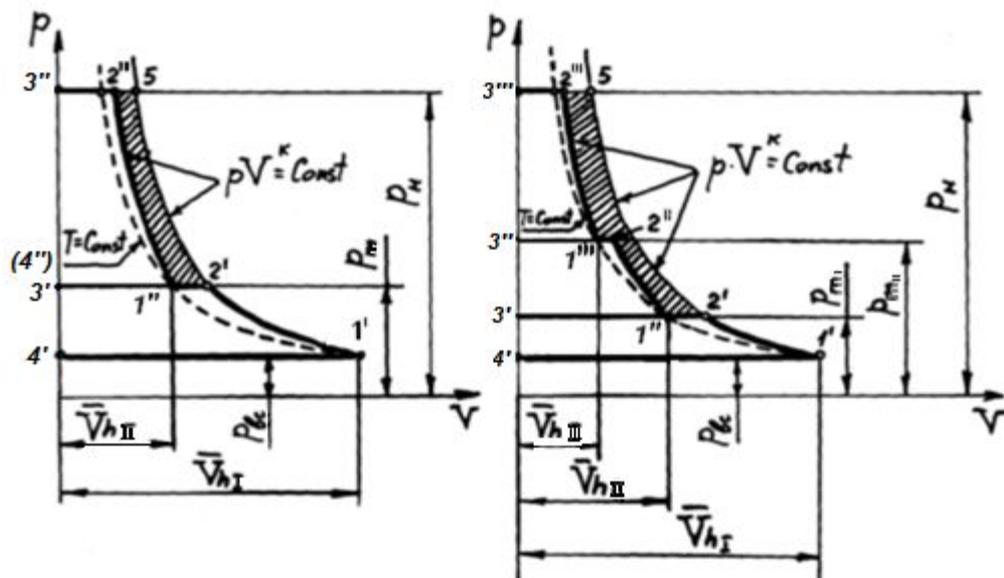
*Основные допущения, определяющие теоретический многоступенчатый компрессор:*

- 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!

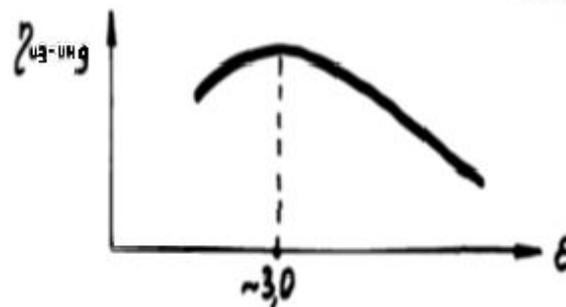
2. Выигрыш в работе сжатия и перемещения газа при многоступенчатом сжатии.
3. Уменьшение поршневых усилий в многоступенчатом компрессоре.

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,

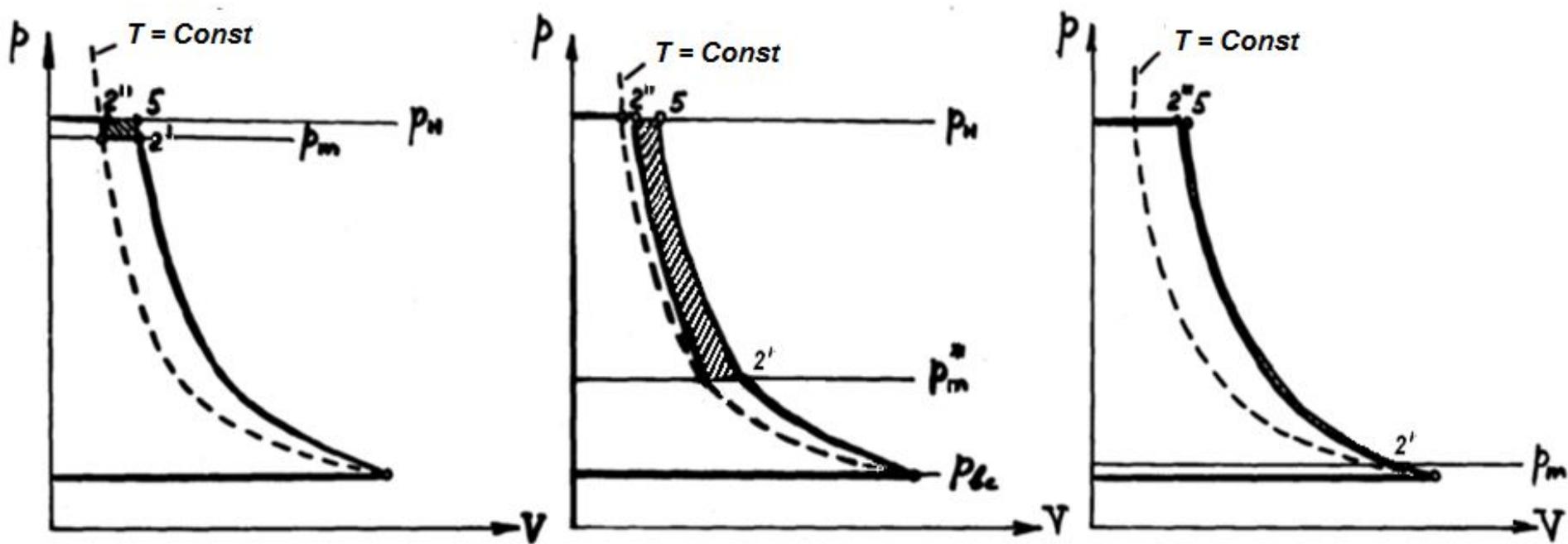
Задача: как выбрать значения  $\varepsilon_I$  и  $\varepsilon_{II}$  и  $\varepsilon_{III}$  ...  
т.е. как выбрать значения  $p_{m_I}$ ,  $p_{m_{II}}$ ,  $p_{m_{III}}$

**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.

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

$\varepsilon_i^*$  - оптимальное значение  $\varepsilon_i$ .

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)

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

отсюда

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

и

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

или

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

и

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

т.е.

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

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

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

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

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

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

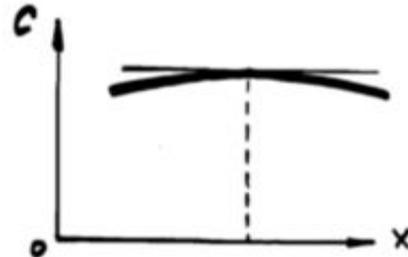
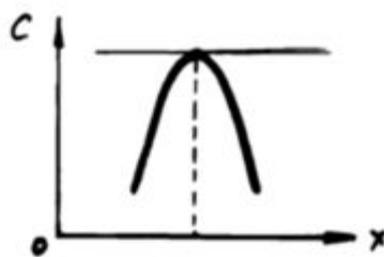
$$\varepsilon_{\bar{\varepsilon}} = \frac{P_{H\bar{\varepsilon}}}{P_{L\bar{\varepsilon}}} = \frac{P_{L\bar{\varepsilon}}}{P_{L\bar{\varepsilon}}} = \frac{V_{h\bar{\varepsilon}}}{V_{h\bar{\varepsilon}}} \quad \text{и т.д.}$$

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

Влияние отклонений от оптимальных  $\varepsilon^*$

Проблема: Нужно ли точно выдерживать значения оптимальных  $\varepsilon^*$  и  $P_m$ ?

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



Какой тип оптимума  $\varepsilon^*$ ?

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

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

Изменим  $\varepsilon_I$  (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  $\varepsilon_{cm}$

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  $\varepsilon_I^*$  и  $\varepsilon_{II}^*$ , а также  $P_{m_I}$  и  $P_{m_{II}}$ , описанные объемы будут

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

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

? | Что будет с межступенчатыми давлениями и  $\varepsilon_i$  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

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

где  $K_p = 1,1 \dots 1,2$

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

Обычно  $\varepsilon_k$  от 2,5 до 5,0

В существующих компрессорах:

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

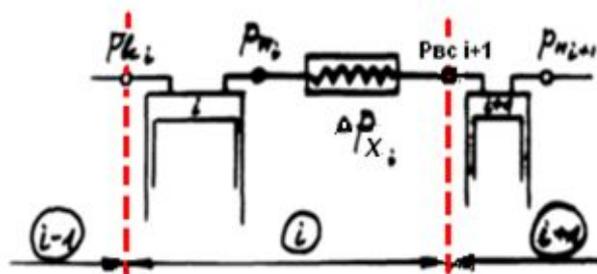
*Исключения:*

- 1)  $\varepsilon_k$  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)

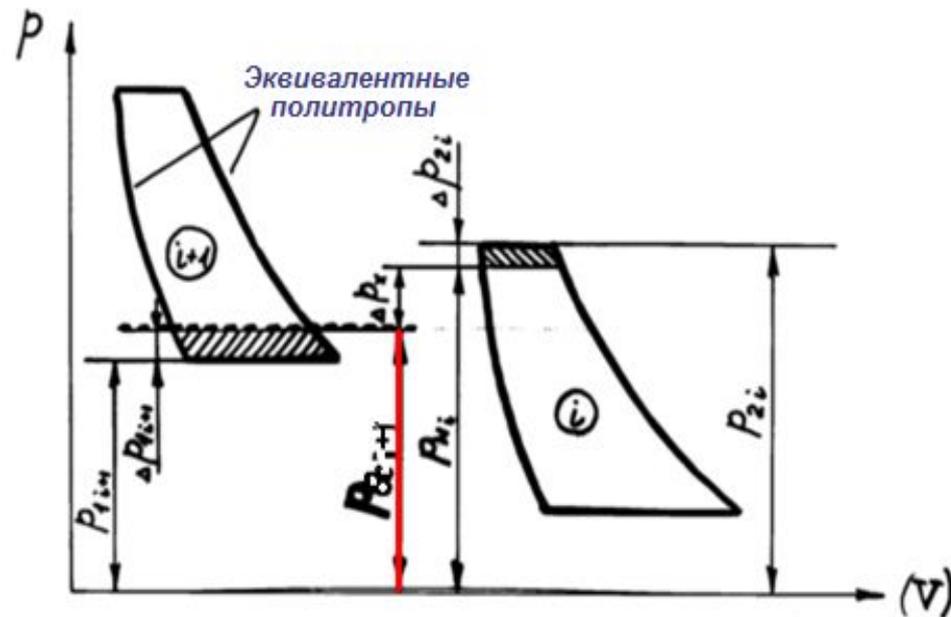


Принято за номинальное межступенчатое давление считать давление всасывания в последующую ступень

$$p_{m_i} = p_{вс_{i+1}}$$

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  $\delta_i$  в виде

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

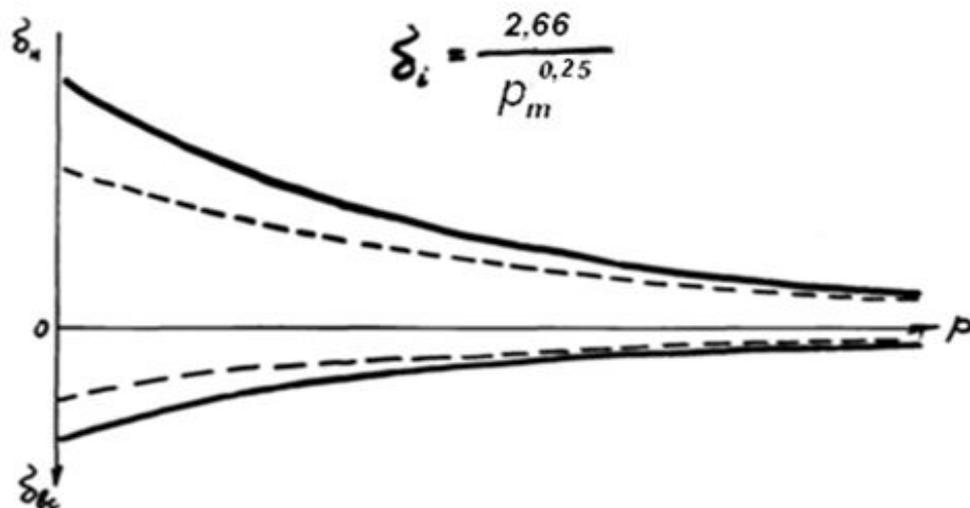
Из накопленного опыта \_\_\_\_\_

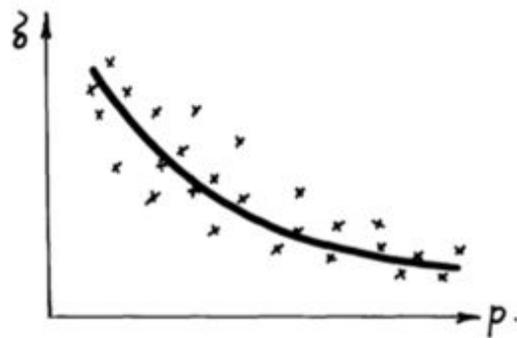
$$\delta_i = \frac{7,6}{p_m^{0,3}} = \frac{7,6}{p_{\delta c(i+1)}^{0,3}}$$

Из практики

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

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





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

**Внимание!**

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

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

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

$$P_{k_I} = f(P_{k_c}); P_{2I} = f(P_{m_I}); P_{k_{II}} = f(P_{m_I}); P_{2II} = f(P_{m_{II}});$$

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

Т.о. можно представить

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

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

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

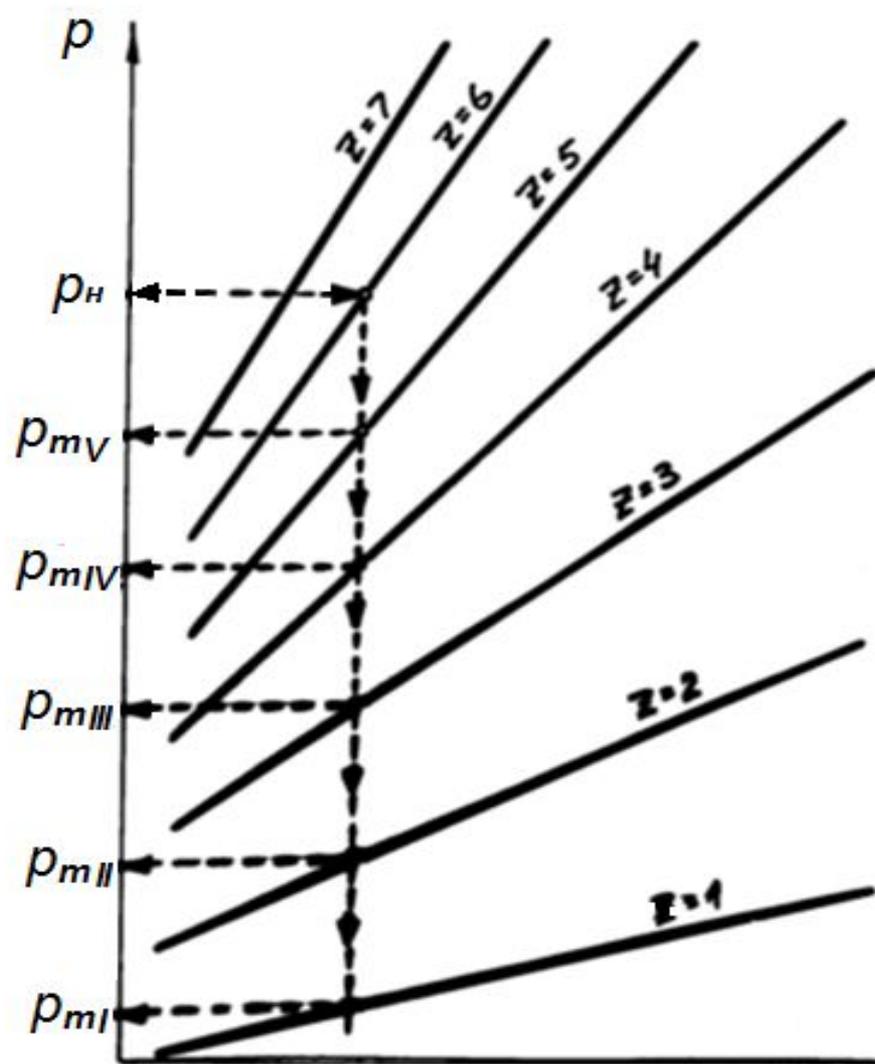
$$\text{Т.к. } L_{i \text{ из } i} = p_{d_i} \cdot \bar{V}_{h_i} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_{2i}}{p_{d_i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \left\{ 1 - a_m \left[ \left( \frac{p_{2i}}{p_{d_i}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \right\}$$

Определение оптимальных межступенчатых давлений в действительном компрессоре

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

(Z - 1) уравнение,

(Z - 1) неизвестное.



## 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  $\varphi_1$  - относительная влажность газа, входящего в 1-ю ступень

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

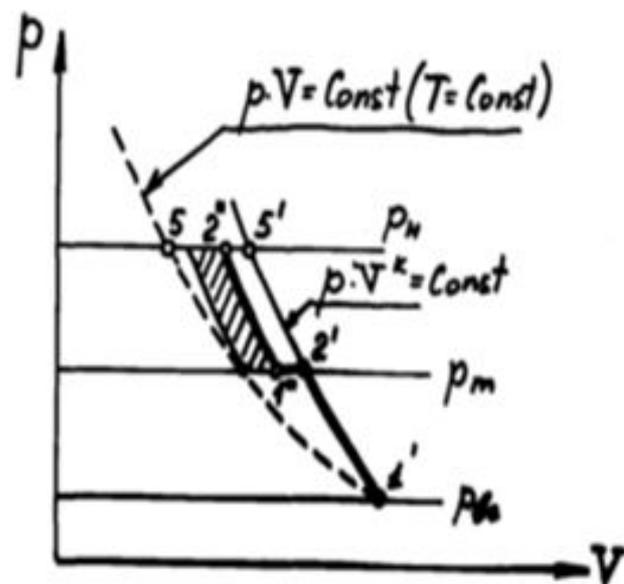
$\varepsilon_1$  - относительное повышение давления в 1-й ступени

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:  $p_{вс к}; p_{н к}; T_{вс}; T_{н}; V_e; T_{неоохл}; \Phi_{вс}$ ; состав газа.

### 1. Распределение давлений по ступеням:

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

$$\epsilon_k; Z; \epsilon_{ст i}; p_m = p_{к 2}.$$

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

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

### 2. Определение коэффициентов подачи $\lambda_1$ и $\lambda_2$ :

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

### 3. Определение основных размеров и параметров ступеней:

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

4. Уточнение  $p_m$  и  $V_e$ : если  $\Delta p_m > 1\%$ , уточняется  $p_{2 i}; p_{1 2}; \lambda_{oi}; \lambda_1;$   
 $\lambda_2; p_m; V_e; \Delta V_e \%^*$ .

5. Определение температуры нагнетания:  $T_{н 1}^+$  и  $T_{н 2}^+$ .

6. Определение эффективной мощности и подбор электродвигателя:

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

7. Проверка базы компрессора на газовые силы в ВМТ и НМТ  
каждого ряда:  $P_{г вмт i}^+$ ;  $P_{г нмт i}^+$ .

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 ( $a_i; n_o; C_m; D_1; S_n; D_2$ ).

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 проекторочный расчет двухступенчатого воздушного поршневого компрессора производительностью  $V_e$ , м<sup>3</sup>/мин и давлением нагнетания  $p_H$ , кгс/см<sup>2</sup>.

Номер схемы и числовые значения  $V_e$  и  $p_H$  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 10<sup>0</sup>С, влажность всасываемого воздуха 90%, недоохлаждение 20 К.

**Для четных вариантов задания:** Давление всасывания воздуха в компрессор – 740 мм рт. ст., температура всасывания 25<sup>0</sup>С, влажность всасываемого воздуха 85%, недоохлаждение 15 К.

## Схемы компрессоров

I - угловой V-образный бескрейцкопфный двухрядный двухступенчатый компрессор

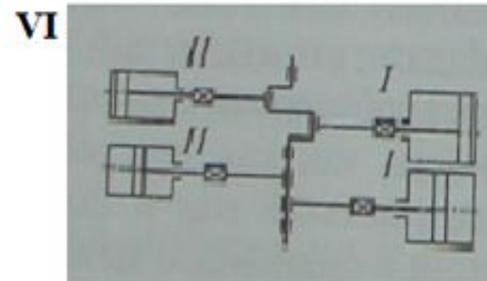
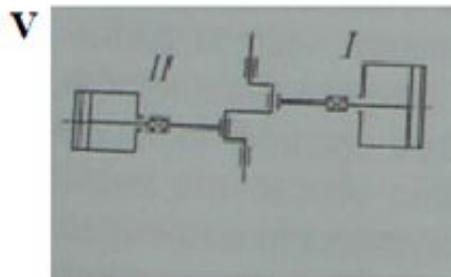
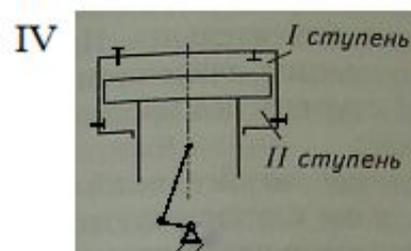
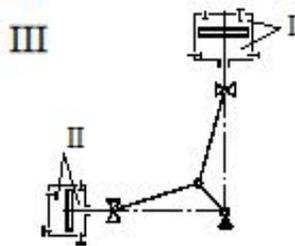
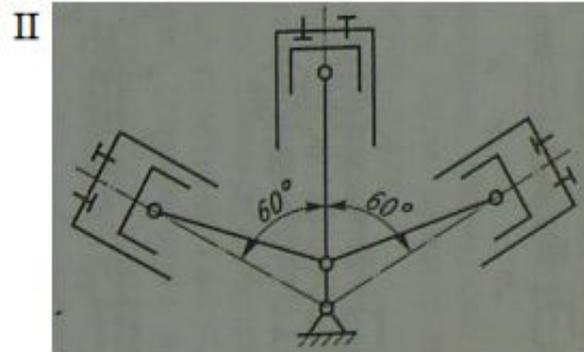
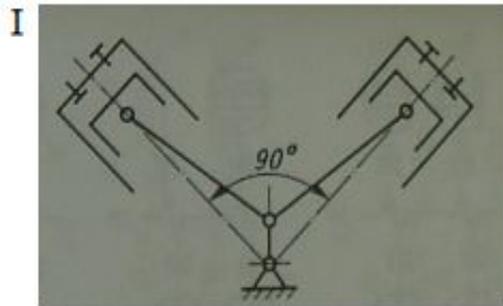
II - угловой W-образный бескрейцкопфный трехрядный двухступенчатый компрессор

III - угловой вертикально-горизонтальный крейцкопфный двухступенчатый компрессор

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

V - оппозитный крейцкопфный двухрядный двухступенчатый компрессор

VI - оппозитный крейцкопфный 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/см<sup>2</sup> 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].