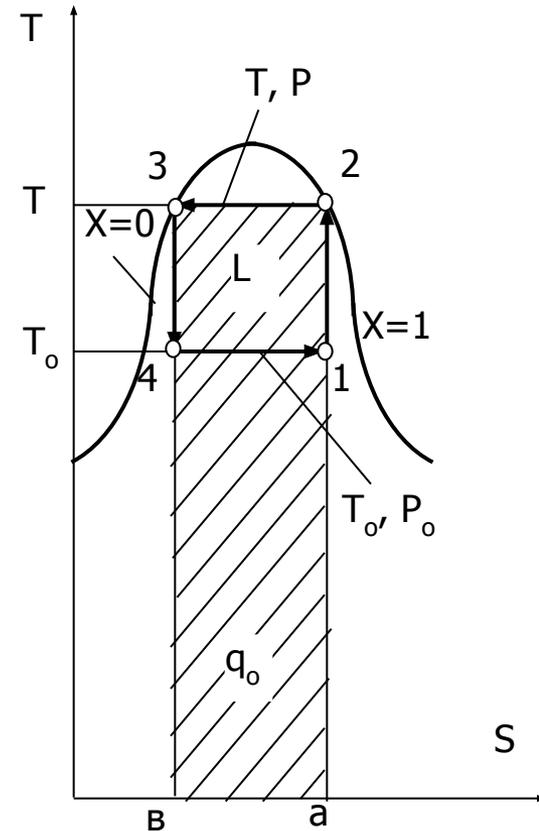


Циклы холодильных машин

- Энергетические затраты на совершение работы сжатия (W , Дж/кг) **отображаются площадью (1-2-3-4-1), процесс сжатия — адиабатой (отрезок 1-2)**. При этом повышается температура рабочего вещества от температуры T_0 до T :
- $W=(T-T_0)(S_a-S_b)$,
- Энергетическая эффективность получения холода на основе цикла Карно оценивается холодильным коэффициентом ε .

$$\varepsilon = \frac{q_0}{W} = \frac{T_0}{T - T_0}$$

- Величина холодильного коэффициента цикла Карно зависит от температурного уровня охлаждаемого объекта и теплоотводящей среды.
- Эффективность переноса тепла возрастает, если понижается температура теплоотводящей среды T и если температура охлаждаемой среды T_0 не является чрезмерно низкой.
- При $(T-T_0) \rightarrow 0$ перенос тепла невозможен.



Состав холодильной машины

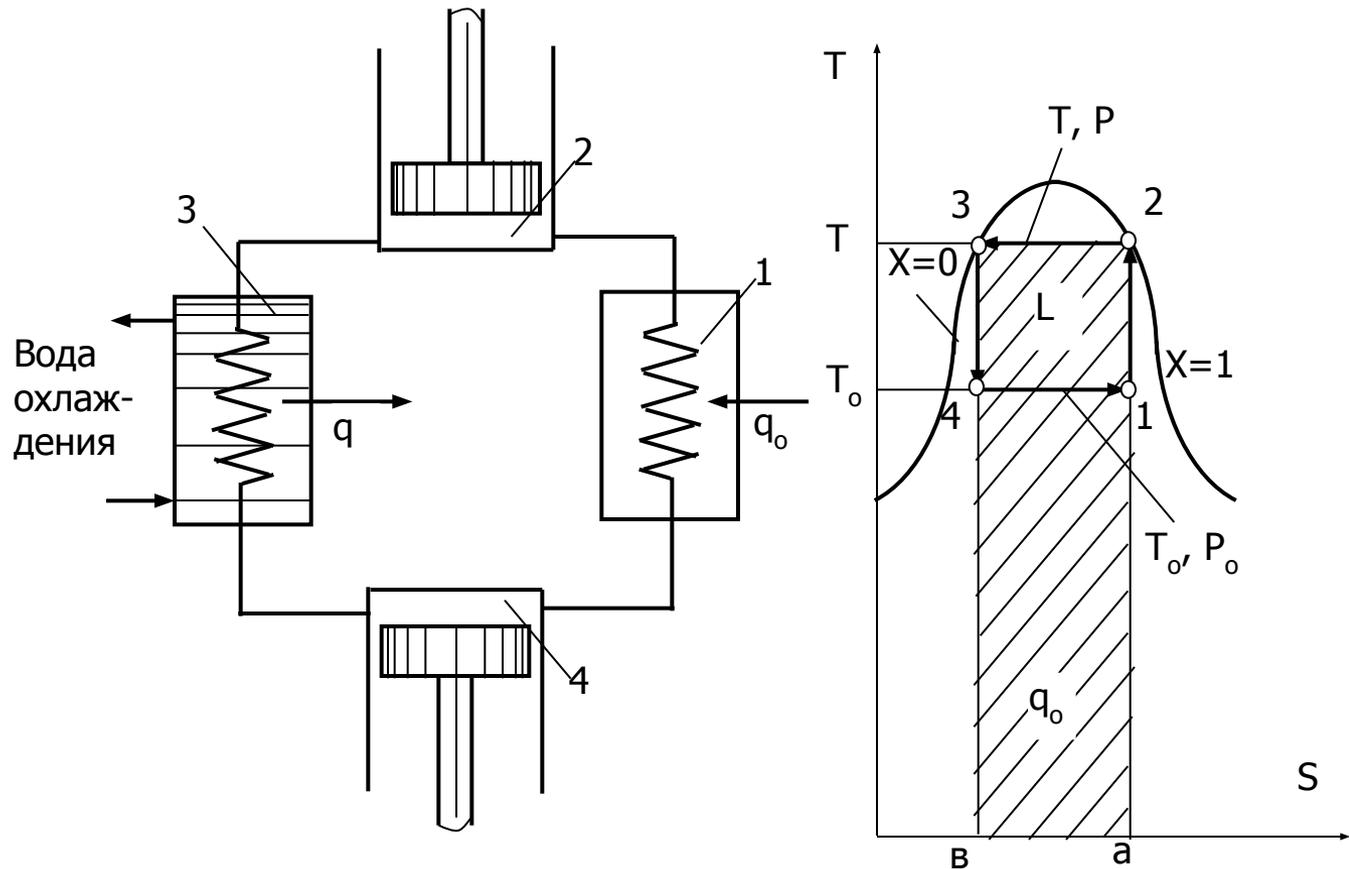
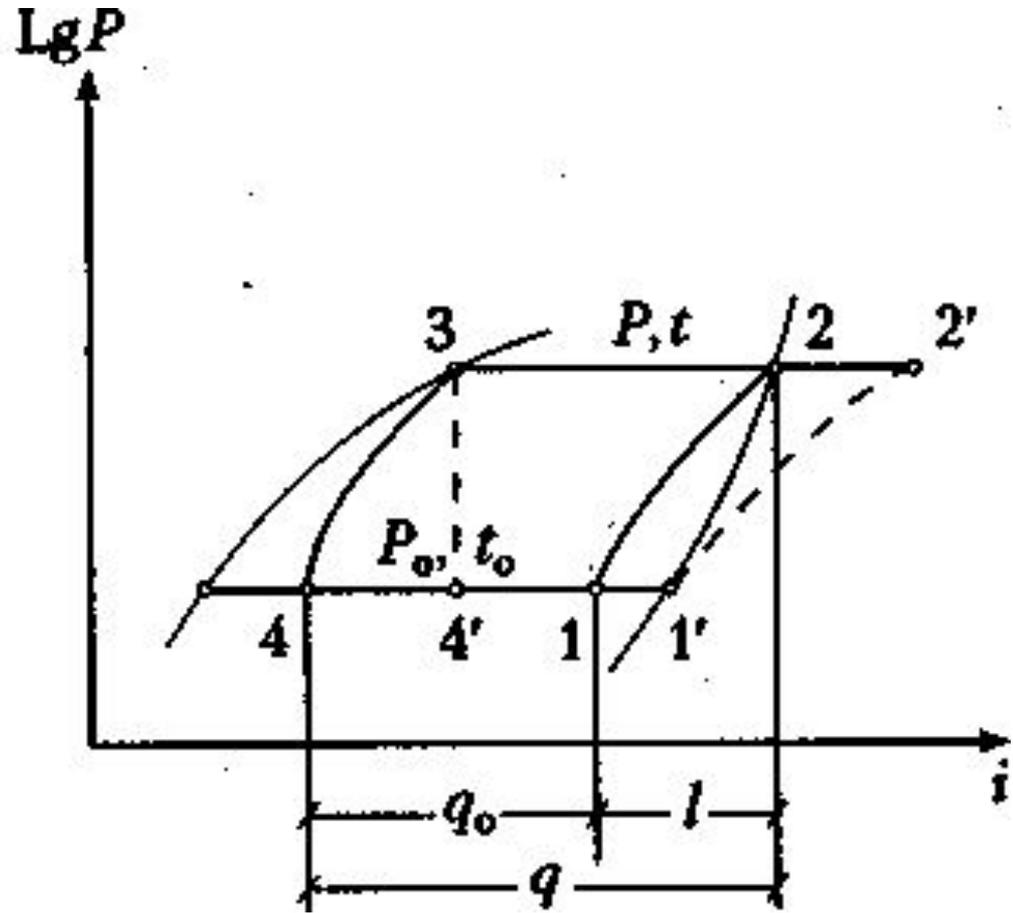
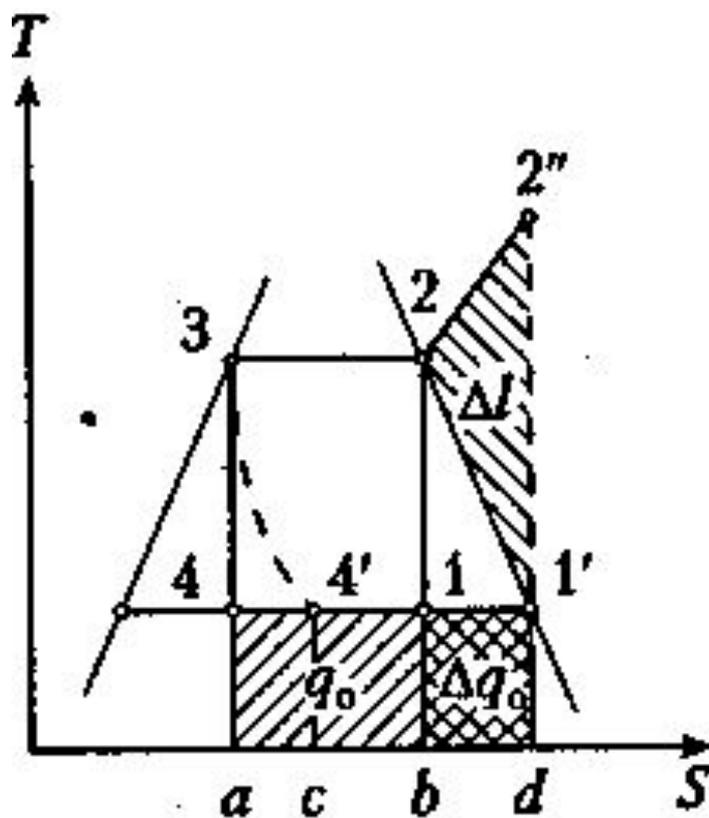


Схема устройства паровой холодильной машины
с расширительным цилиндром и диаграмма рабочего процесса
в координатах $T - S$:

1 – камера охлаждения; 2 – компрессор; 3 – конденсатор;
4 – расширительный цилиндр

- Холодильная машина состоит из четырех основных элементов, соединенных трубопроводами.
- Она представляет собой замкнутую герметичную систему, заполненную хладагентом.
- В ее состав входят: испаритель, компрессор, конденсатор, расширительный цилиндр (регулирующий вентиль).
- При отсутствии любого из этих элементов получение холода невозможно

Отличие реальной ХМ от машины работающей в идеальном цикле Карно



- В цикле Карно всасывание паров холодильного агента в цилиндр компрессора осуществляется в состоянии влажного пара (точка 1).
- Влажный пар обуславливает в своем составе наличие капель жидкого холодильного агента. Поступление в цилиндр компрессора жидкого холодильного агента влечет за собой последствия, которые следует учитывать в условиях работы холодильной машины. Поскольку жидкости несжимаемы, то попадание жидкого холодильного агента в цилиндр компрессора может привести к явлению, которое носит название «гидравлический удар». Суть явления состоит в том, что при сжатии несжимаемой жидкости возможно разрушение конструктивных элементов компрессора. Наиболее уязвимой частью компрессора, подверженной разрушению при гидравлическом ударе, является всасывающий клапан. Он может разрушиться. Особенно это опасно для герметичных компрессоров, поскольку последствия подобного предполагают отправку компрессора в ремонт(на мусорку).

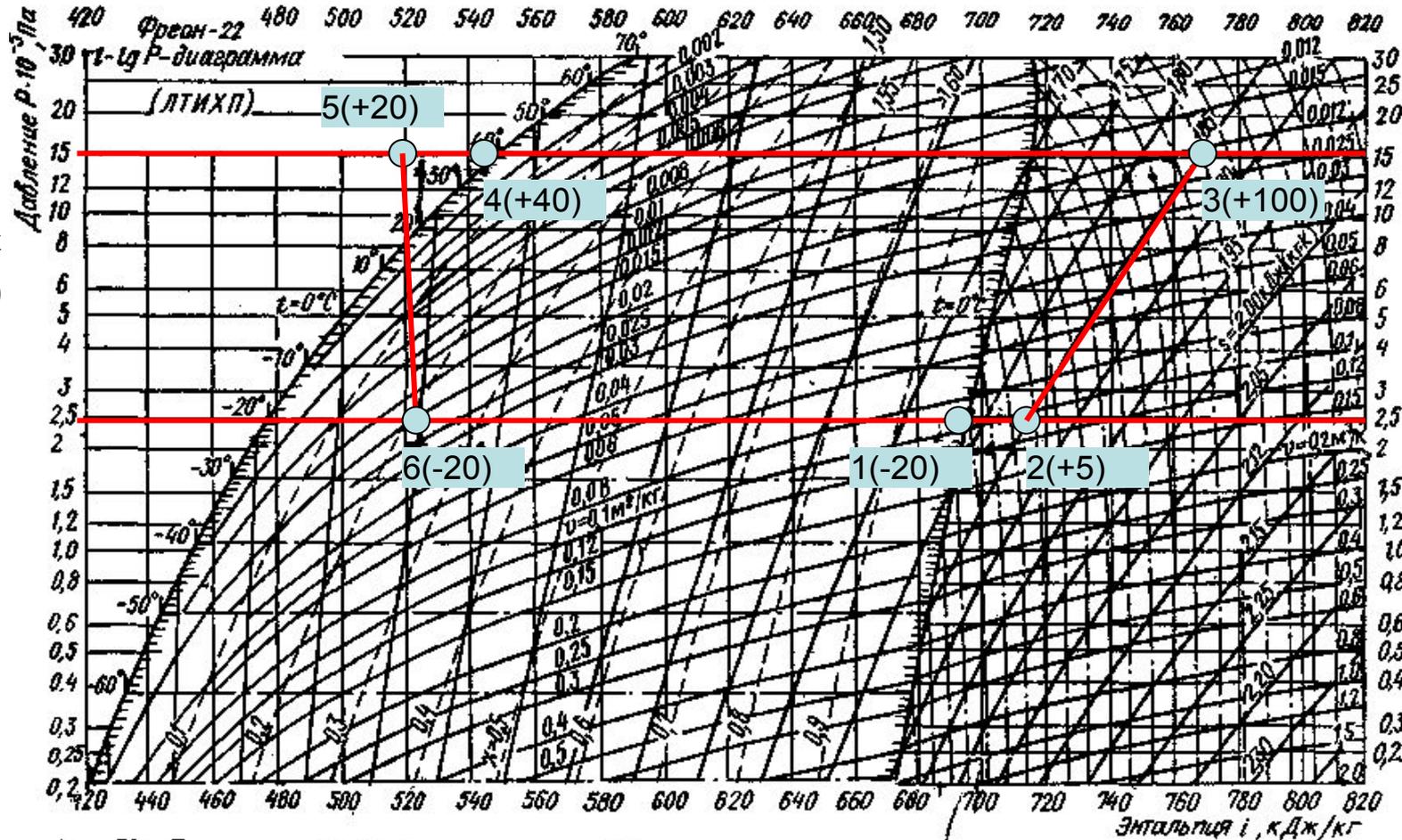
- Гидравлический удар как явление при эксплуатации холодильных машин бывает скорее исключением из правил, чем правилом. Более неприятным явлением, связанным с поступлением в цилиндр компрессора небольшого количества капель жидкого холодильного агента, является вскипание этих капель непосредственно в самом компрессоре. Образование пара в компрессоре приводит к уменьшению коэффициента подачи компрессора λ (к. п. д. компрессора). Его холодопроизводительность падает, что приводит к повышению температуры воздуха в охлаждаемом объеме.
- Таким образом, сравнительно с циклом Карно логически обоснован переход от холодильного агента в состоянии влажного пара (точка 1) к сухому насыщенному пару (точка 1'), т. е. пару, не имеющему в своем составе жидкости.

- Переход от состояния холодильного агента (точка 1) к состоянию (точка 1) обеспечивает работу компрессора «сухим ходом», что позволяет достичь наибольшего значения коэффициента подачи и увеличить холодопроизводительность компрессора Δq , Дж/кг, на величину, эквивалентную площади $1-1'-b-d$. Однако одновременно с увеличением холодопроизводительности, Дж/кг, возросла и величина энергетических затрат в виде работы W , Дж/кг. Величина адиабатной работы эквивалентна площади $1-1'-2'-2-1$.
- Поскольку приращение площади, эквивалентной работе, больше площади, эквивалентной холодопроизводительности, энергетически данный процесс менее эффективен, чем процесс, протекающий в рамках цикла Карно. Однако практическая целесообразность превалирует над соображениями, связанными с энергетическими затратами.

- Таким образом, для увеличения холодопроизводительности холодильной машины необходимо обеспечить подачу в цилиндр компрессора сухого насыщенного пара в состоянии точки $1'$ или пара в состоянии перегрева, состояние которого характеризуется точкой лежащей левой линии насыщенного пара.
- Обеспечить подачу в компрессор пара без капель жидкости можно двумя путями — либо предварительно отделяя жидкость от пара в отделителе жидкости (Ож) , либо нагревая (перегревая) пар в испарителе посредством изменения расхода холодильного агента, проходящего через прибор автоматического регулирования расхода холодильного агента — ТРВ.

Расчет холодильной машины

Начинается с построения цикла в диаграмме lgP-I
 По заданным $P = 15 \text{ МПа}$ и $P^k = 2,5 \text{ МПа}$
 Определяем температуры в этих точках соответственно $+40$ и -20°C
 Перегрев взять $+25$
 Адиабатное сжатие
 Конденсация из 3 в 4
 Переохлаждение 4-5 (взять примерно как перегрев 20°C)
 Дросселирование в PV 5-6



Определение основных параметров ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

- Полученные значения узловых точек занести в таблицу и с помощью них рассчитать:

- **удельную холодопроизводительность, кДк/кг;**

$$q_0 = i_1 - i_6$$

- **удельную работу затраченную в компрессоре, кДж/кг;**

$$Al = i_3 - i_2$$

- **холодильный коэффициент теоретического цикла**

$$\varepsilon = q_0 / Al$$

- **средний коэффициент рабочего времени**

$$b = \Sigma T_{\text{раб}} / \Sigma T_{\text{ц}}$$

- где $\Sigma T_{\text{раб}}$ - суммарное время работы компрессора на заданном режиме;

- $\Sigma T_{\text{ц}} = \Sigma T_{\text{раб}} + \Sigma T_{\text{ст}}$ время испытания на заданном режиме;

- $\Sigma T_{\text{ст}}$ - суммарное время стоянки компрессора.

- **объем, описанный поршнями компрессора, м³/с**

$$V_h = \frac{\pi \cdot d_{\text{ц}}^2}{4} S \cdot \frac{n}{60} \cdot Z$$

- где $n = 2850 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения вала компрессора.
- $d_{\text{ц}}$ - диаметр цилиндра компрессора, м;
- S - ход поршня, м.
- Z – число цилиндров, шт.

- Объемный коэффициент подачи, учитывающий потери холодильной мощности в компрессоре

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл}$$

- где λ_c - объемный коэффициент, обусловленный наличием мертвого пространства;
- $\lambda_{др}$, λ_w , $\lambda_{пл}$ - коэффициенты дросселирования, подогрева и плотности.

- Объемный коэффициент λ_c определяется по формуле:

$$\lambda_c = 1 - C \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

- где $C = 0,05 \dots 0,07$ - относительное мёртвое пространство;
- $m = 1$ - показатель политропы обратного расширения.
- $m = 0,9 \dots 1,05$ - показатель политропы для фреонов.

$$\lambda_{dp} = 1 - \frac{(1+c)}{\lambda_c} \left(1 - \frac{P_{вс}}{P_0} \right)$$

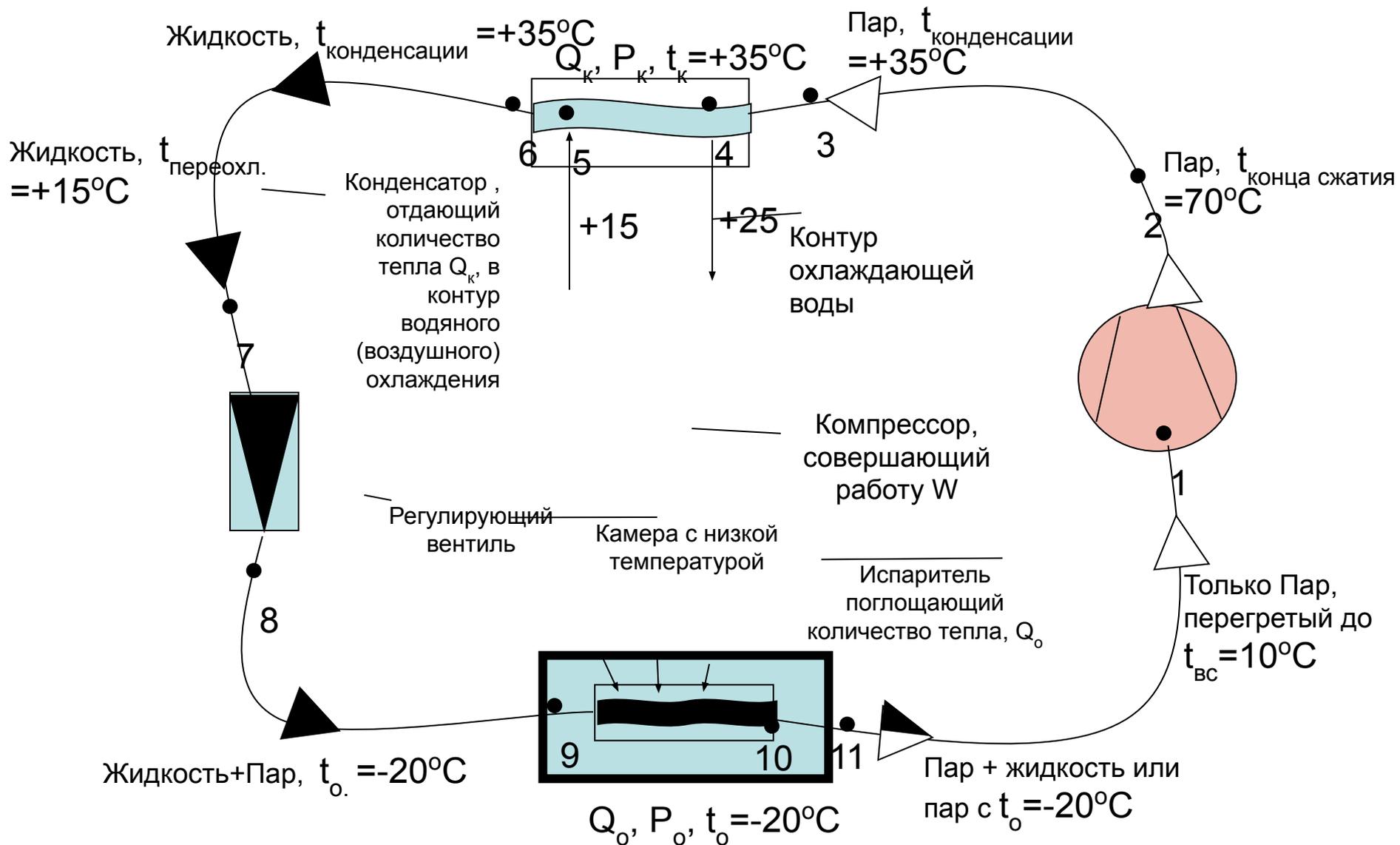
- где $P_{вс} = P_0 - \Delta P_0$ давление всасывания.
- $\Delta P_0 = (0,01 \div 0,05)$, P_0 - гидравлическое сопротивление во всасывающем клапане.
- Коэффициент подогрева

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{t_0 + 273}{t_k + 273}$$

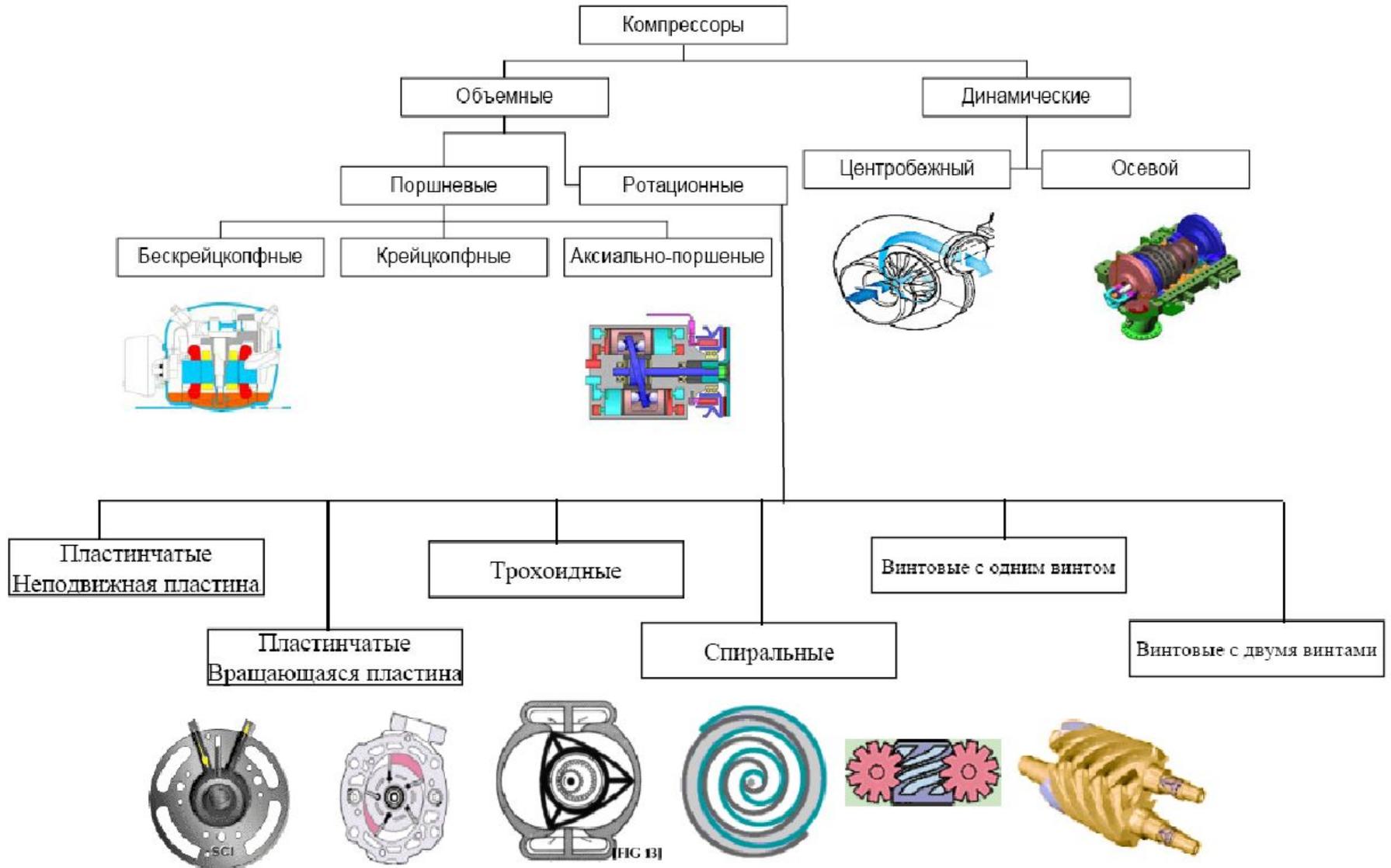
- Коэффициент плотности $\lambda_{пл}$ зависит от степени сжатия π и определить по графику

$$\pi = \frac{P_k}{P_0}$$

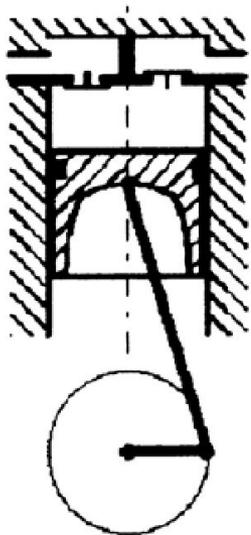
- Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м³
- $q_v = q_0/v_1$,
где v_1 - удельный объем паров фреона перед компрессором, м³/кг.
- Объемная действительная производительность компрессора, м³/с
- $V_d = \lambda \cdot V_h$
Холодопроизводительность компрессора и холодильной машины, кВт
- $Q_o = q_v \cdot V_d$.



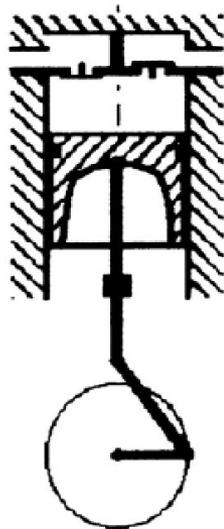
Компрессора



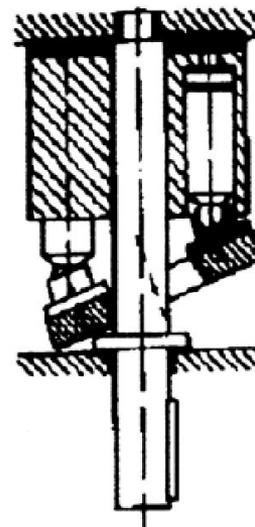
Механизм привода поршневых компрессоров



а)

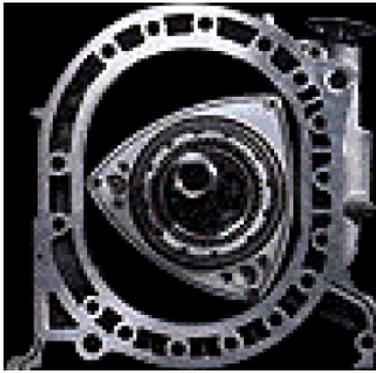


б)

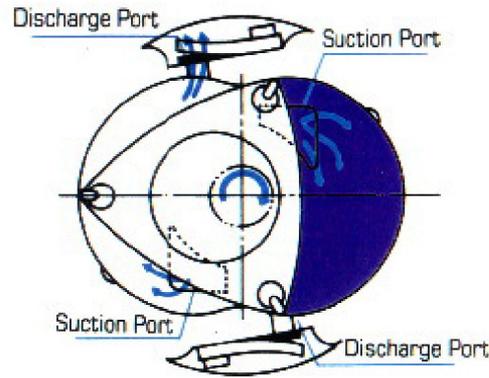


в)

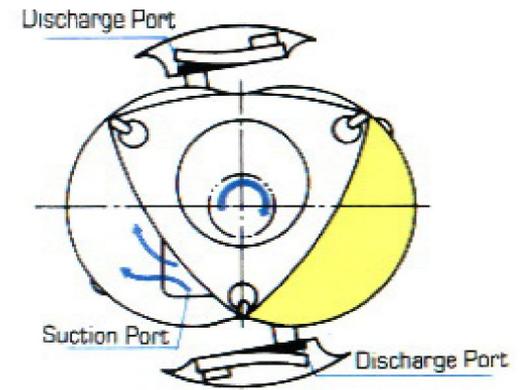
а) бескрейцкопфный механизм; б) крейцкопфный механизм;
в) аксиальный



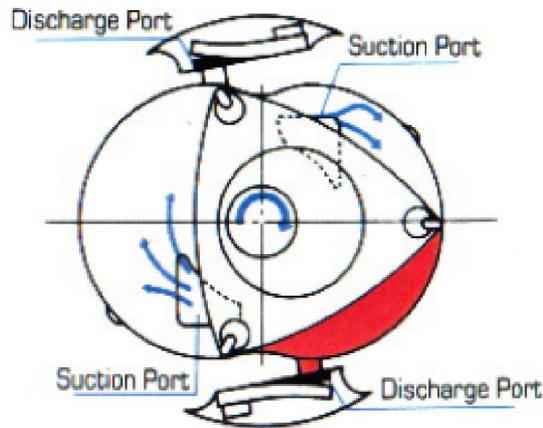
а)



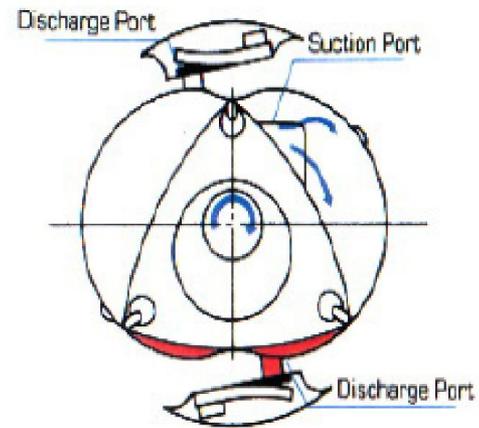
б)



в)



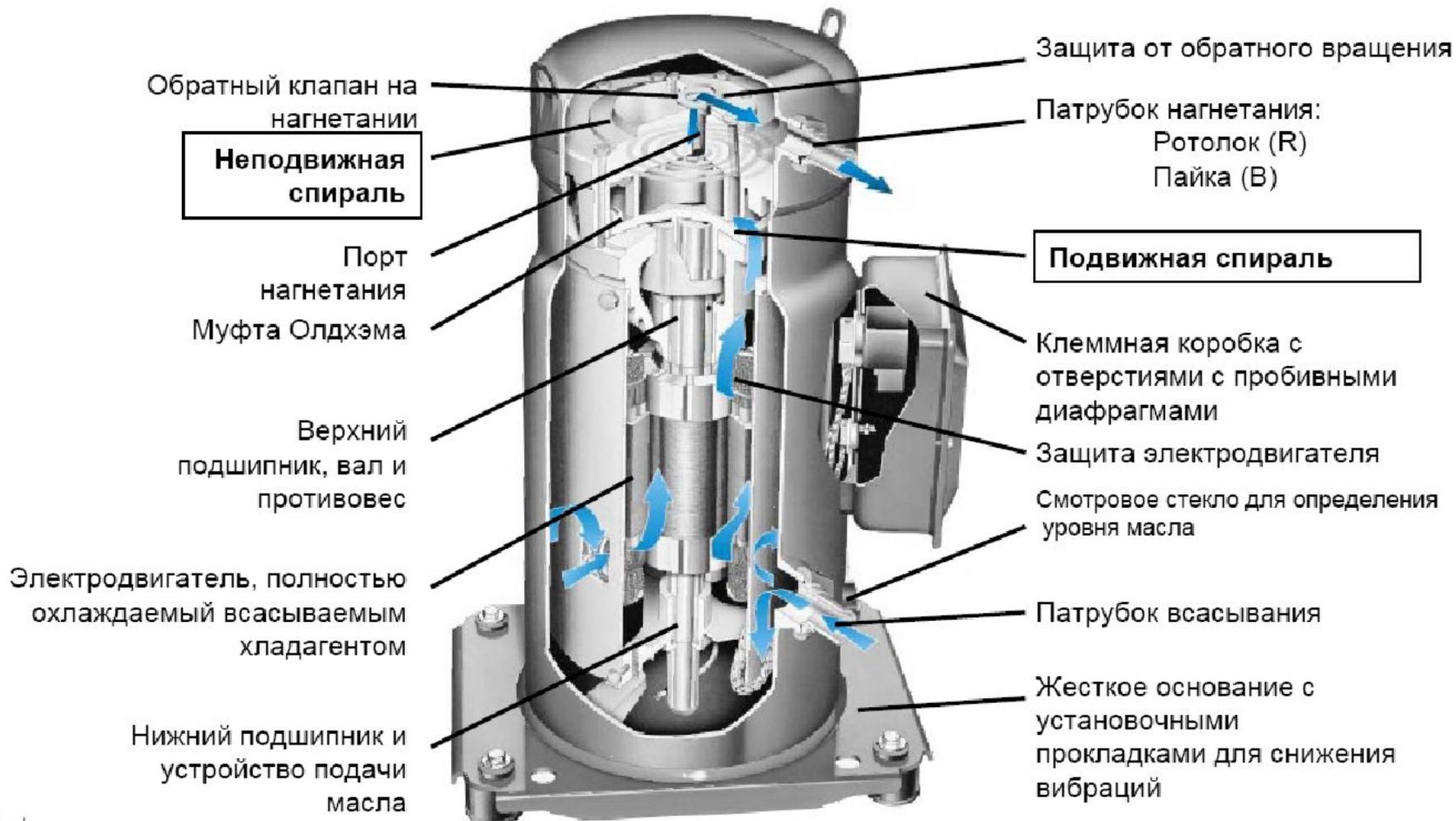
г)



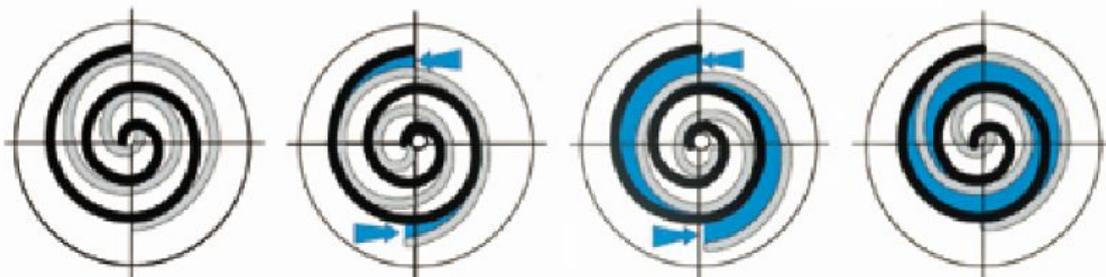
д)

Трохоидный компрессор (схема Ванкеля).

а) вид компрессора в разрезе; б) процесс всасывания; в) процесс сжатия; г) процесс нагнетания; д) завершение нагнетания. Характеризуется малой вибрацией и нет клапанов на всасывании

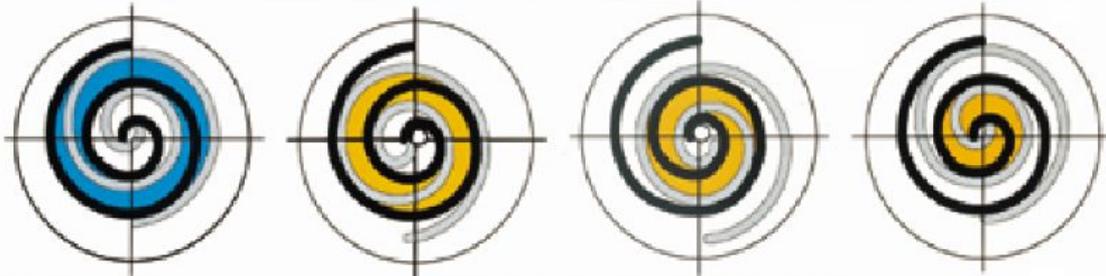


Спиральный компрессор. Устройство. Характеризуется малыми размерами, малой вибрацией, малой пульсацией давления, отсутствием всасывающих клапанов. Холодильный коэффициент не более 3,37



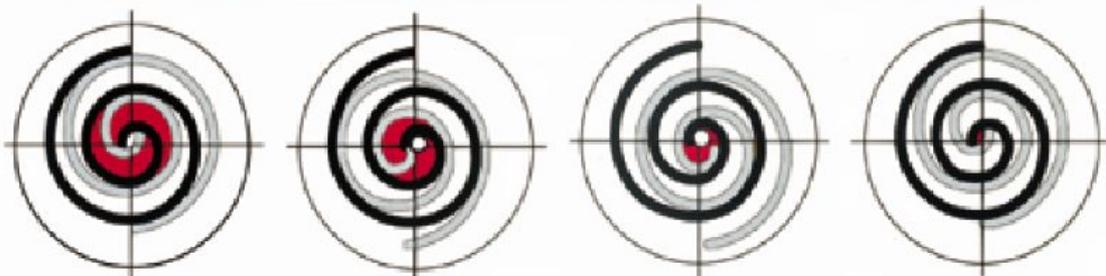
Всасывание – 1-й оборот

Нижняя спираль, двигаясь, образует две области сжатия, в которые поступает хладагент



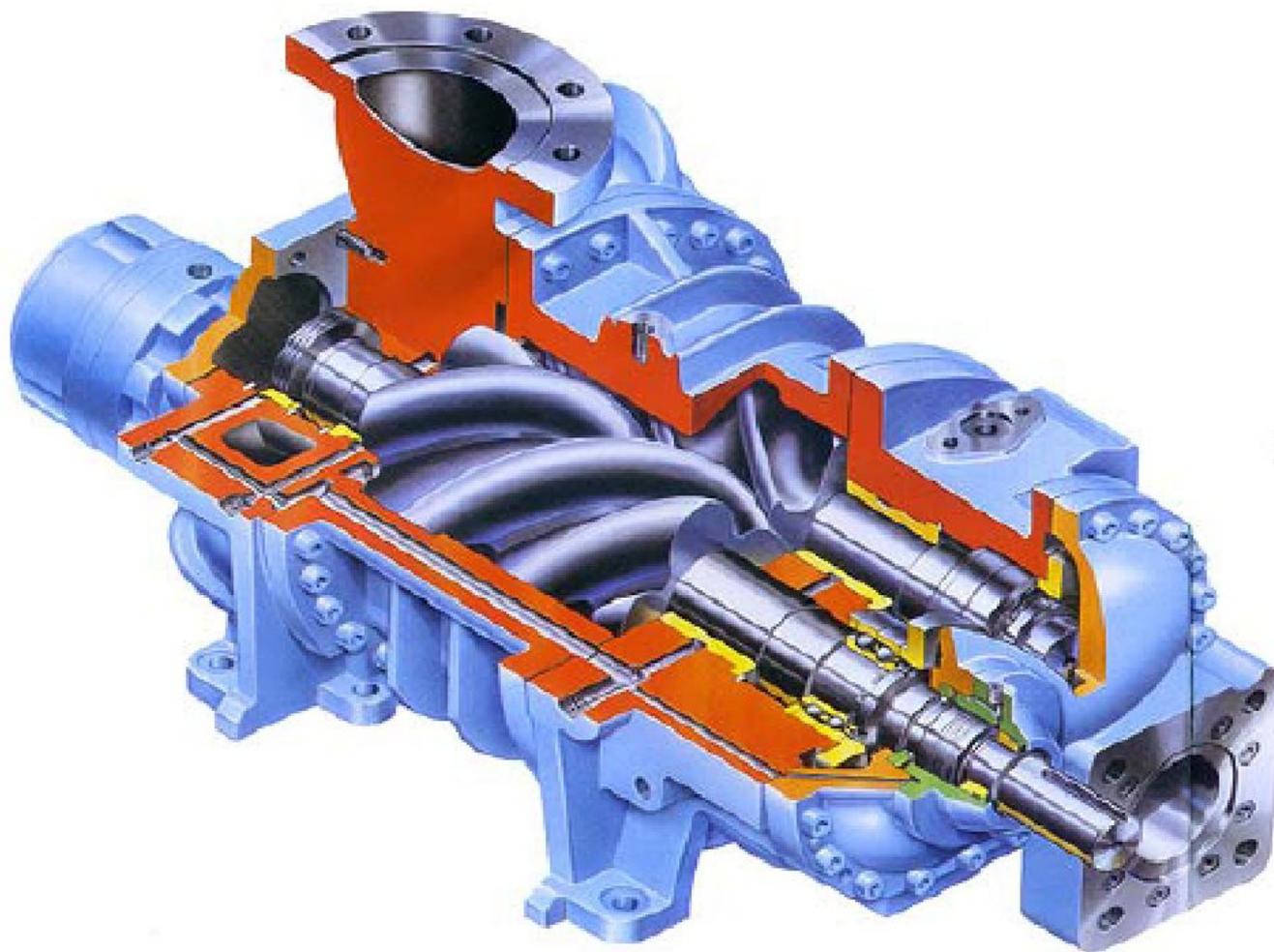
Сжатие – 2-й оборот

Хладагент сжимается по мере уменьшения объёма при перемещении газа к центру спирали

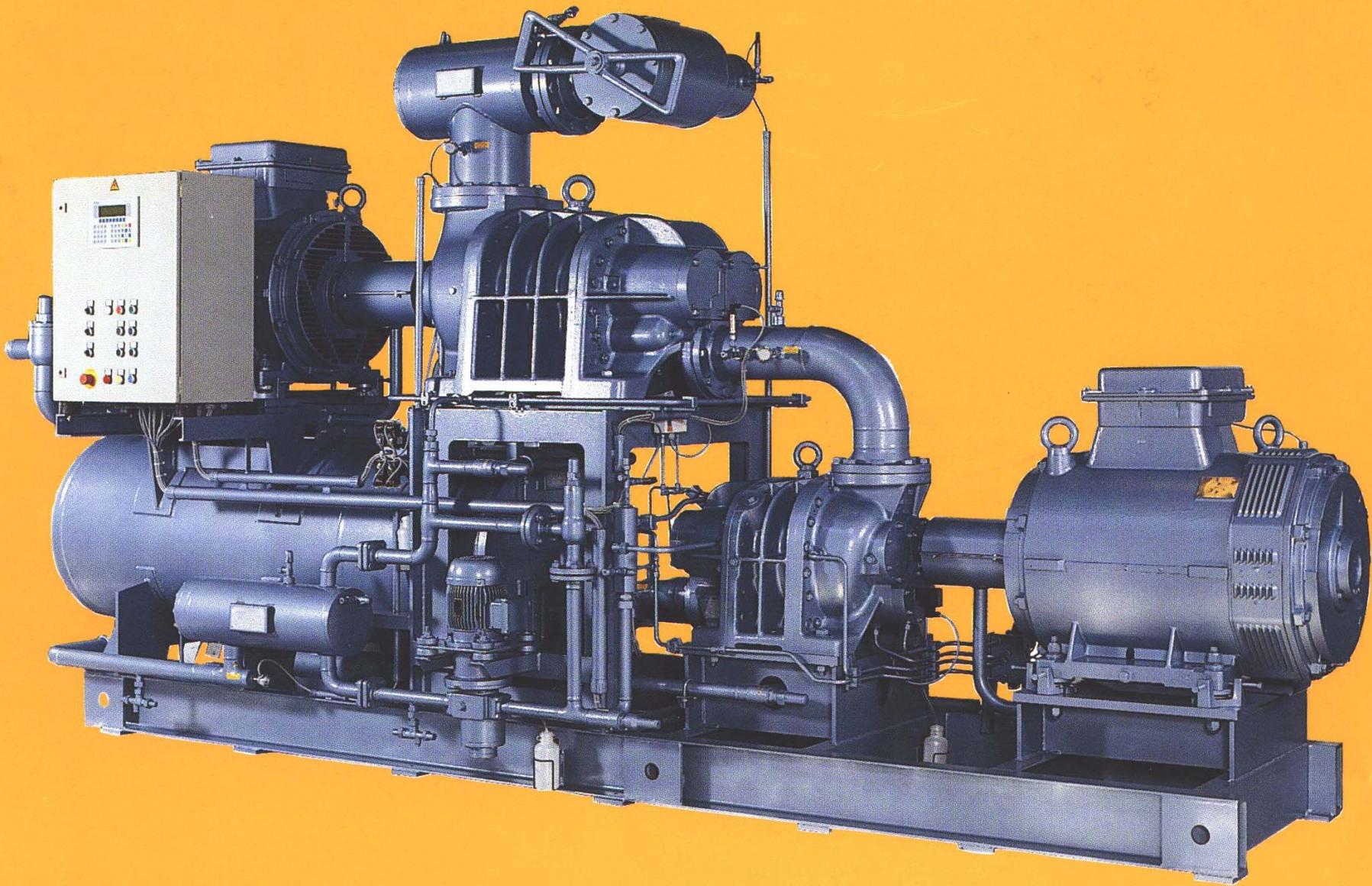


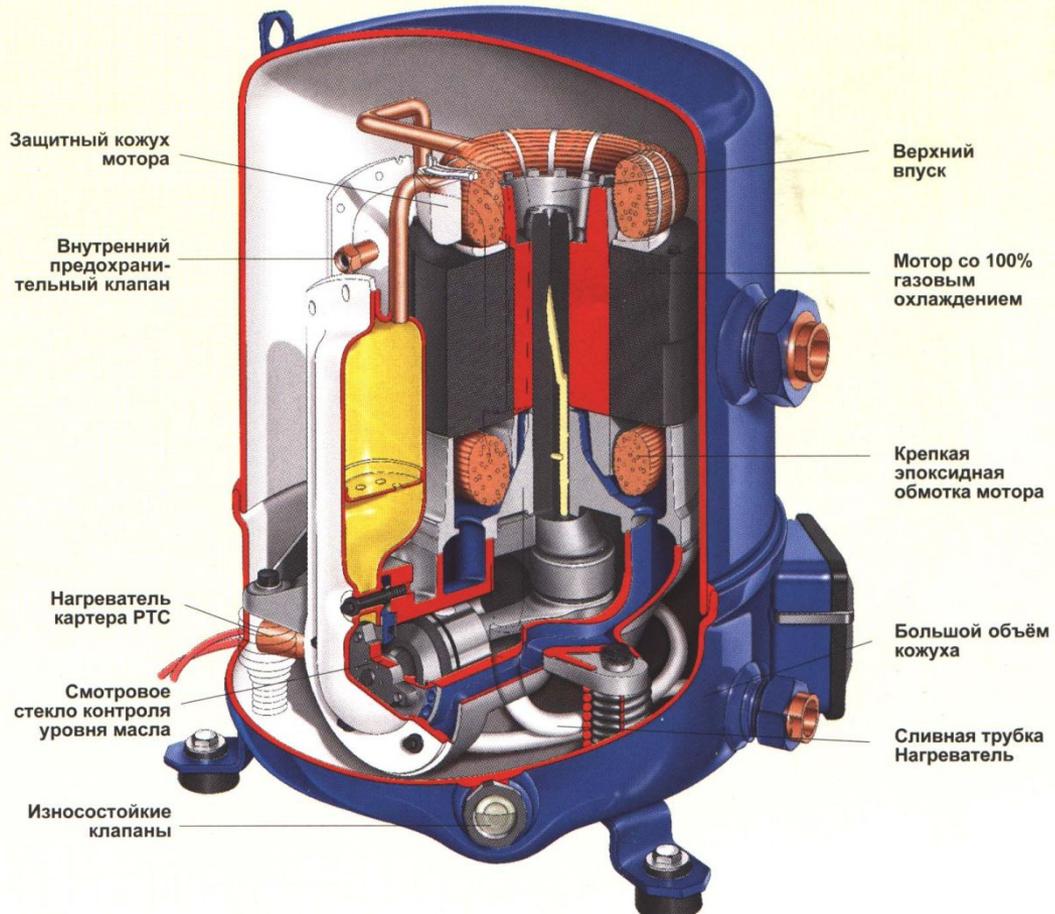
Нагнетание – 3-й оборот

Хладагент, продолжая сжиматься, поступает в порт нагнетания – небольшое отверстие в центре неподвижной спирали.



Винтовой компрессор. Характеризуется большой производительностью, малыми пульсациями давления, малой вибрацией, нет необходимости в клапанах





**Конструкция.
Принцип действия**

- 2. Термочувствительный элемент (мембрана)
- 3. Клапанный узел
- 4. Корпус вентиля
- 5. Винт настройки
- 11. Промежуточная секция
- 12. Термобаллон

