Контрольная работа по теплотехнике

Выполнила: Агафонова А.И.
ТППб-1001
Вариант 8

1. Основные термодинамические параметры состояния рабочего тела. Термическое уравнение состояния

Состояние рабочего тела может быть определено тремя параметрами, в качестве которых в технической термодинамике принимают:

- удельный объем
- абсолютную температуру
- давление.

Удельный объем вещества

Удельный объем вещества – объем, занимаемый единицей массы данного вещества

$$\nu = V / M \text{ , } м^3/кг.$$

Плотность вещества

Плотность вещества ρ – величина, обратная удельному объему

$$\rho = 1/\nu = M/V, \quad кг/м^3$$

Плотность и удельный объем рабочих тел зависят от температуры и давления.

Абсолютная температура

- Температура тела есть мера его нагретости.
- Температура, отсчитываемая от абсолютного нуля, называется абсолютной, а шкала температур – шкалой Кельвина.
- Между температурами по шкале Кельвина и Цельсия существует связь

$$T = t + 273{,}15$$

Давление

Давление – физическая величина, численно равная отношению нормальной составляющей силы к площади, на которую действует эта сила.

Единицей давления в системе СИ является Паскаль – давление, вызываемой силой в 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м²

$$p=F_n/A$$

Термическое уравнение состояния.

Уравнение состояния связывает давление *p*, объём *V* и температуру T физически однородной системы в состоянии *термодинамического равновесия :*

$$F\,(p,\ V,\ T) = 0.$$

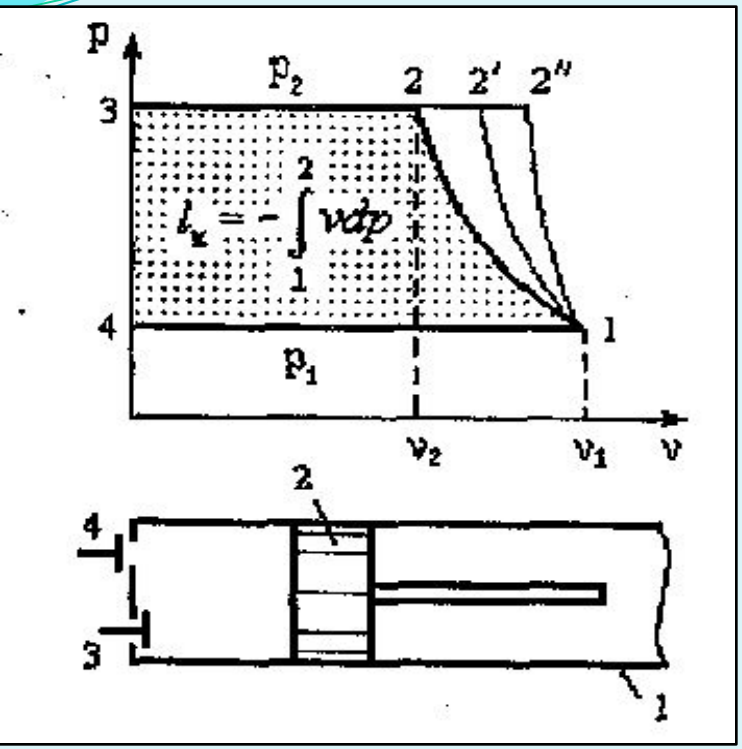
Если известно уравнение состояния, то для определения состояния простейших систем- однородных и постоянных по времени, по массе и по составу- достаточно знать две независимые переменные из числа трех:

$$p=f_1(\nu,T) \qquad \nu=f_2(p,T) \qquad T=f_3(\nu,p)$$

2. Исследование процесса сжатия в компрессорах. Индикаторная диаграмма компрессора.

- *Компрессоры предназначены для сжатия и перемещения газов. Они нашли широкое применение в технике, являясь одним из основных агрегатов в газотурбинных, а также в некоторых поршневых двигателях.*

- *По способу сжатия газа компрессоры подразделяются на две группы. К первой группе относятся компрессоры объемного сжатия (поршневые, ротационные и др.), а ко второй – динамического сжатия (центробежные, осевые).*



Теоретическая индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора.

На диаграмме линия:

- *4–1 – называется линией всасывания;*
- *1–2 – процесс сжатия по изотерме;*
- *1–2" – процесс сжатия по адиабате;*
- *1–2' – политропный процесс сжатия;*
- *2–3 – линия нагнетания;*
- *3–4 –условная линия, замыкающая цикл.*

Следует отметить, что линии всасывания 4 –1 и нагнетания 2–3 не изображают термодинамические процессы, т.к. состояние рабочего тела здесь не меняется, а меняется лишь его количество.

Ввиду того, что работа lк на получение сжатого газа затрачивается, она имеет отрицательный знак. Эта работа называется технической работой компрессора. Работа компрессора lк на диаграмме в pv – координатах изображается площадью 1-2-3-4-1 (работа изотермического сжатия).

- *Работа, затраченная на привод идеального компрессора при изотермическом сжатии, определяется по формуле*

$$l_{из}^{к} = -RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

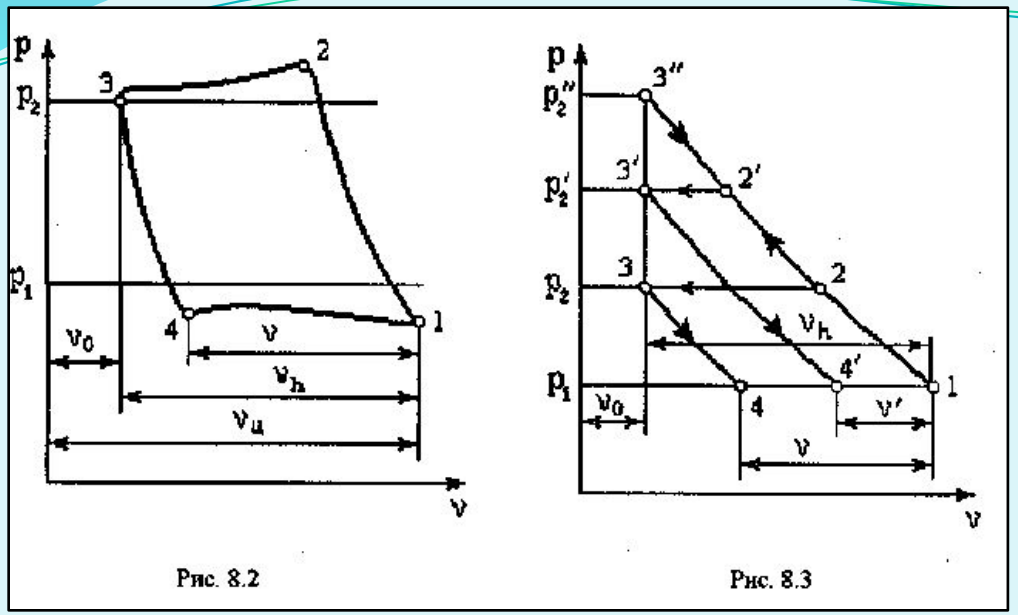
- *При адиабатном сжатии работа на привод компрессора будет*

$$l_{ад}^{к} = -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

- *Эта работа численно равна площади 1-2"-3-4-1. Работа на привод компрессора при адиабатном сжатии может быть также записана в виде формулы*

$$l_{ад}^{к} = -(p_2 v_2 - p_1 v_1) - (u_2 - u_1) = -(u_2 + p_2 v_2) + (u_1 + p_1 v_1) = i_1 - i_2$$

где $u_2 - u_1 = l_{ад}$ *- работа адиабатного сжатия.*



Действительная индикаторная диаграмма

- *Первое отличие действительной индикаторной диаграммы одноступенчатого компрессора от теоретической заключается в наличии вредного пространства в реальном компрессоре.*

- *Второе отличие обусловлено потерями на дросселирование во всасывающем и нагнетательном клапанах. Вследствие этого всасывание новой порции газа в цилиндр происходит при давлении, меньшем p1, а нагнетание – при давлении большем давления p2 в нагнетательном трубопроводе.*

Вредное пространство уменьшает количество всасываемого газа и, следовательно, уменьшает производительность компрессора. Степень использования рабочего объема цилиндра оценивается объемным кпд компрессора

$$\lambda_V = \frac{V}{V_h}$$

3. Рекуперативные теплообменные аппараты.

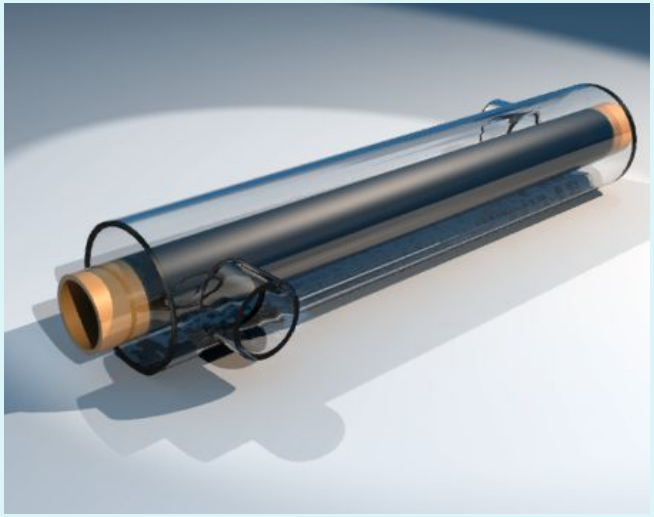
Рекуперативный теплообменник — теплообменник, в котором горячий и холодный теплоносители движутся в разных каналах, в стенке между которыми происходит теплообмен. При неизменных условиях параметры теплоносителей на входе и в любом из сечений каналов, остаются неизменными, независимыми от времени, т.е процесс теплопередачи имеет стационарный характер. Поэтому рекуперативные теплообменники называют также стационарными.

В зависимости от направления движения теплоносителей рекуперативные теплообменники могут быть:

- прямоточными при параллельном движении в одном направлении,
- противоточными при параллельном встречном движении,
- перекрестноточными при взаимно перпендикулярном движении двух взаимодействующих сред.

Наиболее распространённые в промышленности рекуперативные теплообменники:

- Кожухотрубные теплообменники,
- Элементные (секционные) теплообменники,
- Двухтрубные теплообменники типа "труба в трубе",
- Витые теплообменники,
- Погружные теплообменники,
- Оросительные теплообменники,
- Ребристые теплообменники,
- Спиральные теплообменники,
- Пластинчатые теплообменники,
- Пластинчато-ребристые теплообменники,
- Графитовые теплообменники.
- фторопласт-Тефлоновые теплообменники.



4.Коэффициент теплопроводности.

Коэффициент теплопроводности - это относительная величина, характеризующая теплопроводность материала и определяемая как количество теплоты, которое проходит за 1 час через материал, имеющий толщину 1 метр и площадь 1 квадратный метр при разнице температур на входе и выходе в 1 градус по Цельсию [Вт/(м·К)]. Чем больше коэффициент теплопроводности материала, тем хуже его теплозащита, поскольку большее количество теплоты способно пройти через материал.

$$\lambda = -\frac{d^2 Q_\tau}{\frac{\partial t}{\partial n} \cdot dF \cdot d\tau}$$

Разные материалы имеют разные коэффициенты теплопроводности. Это зависит от многих факторов и, прежде всего, от :

- структуры материала,
- плотности,
- температуры,
- давления,
- влажности.

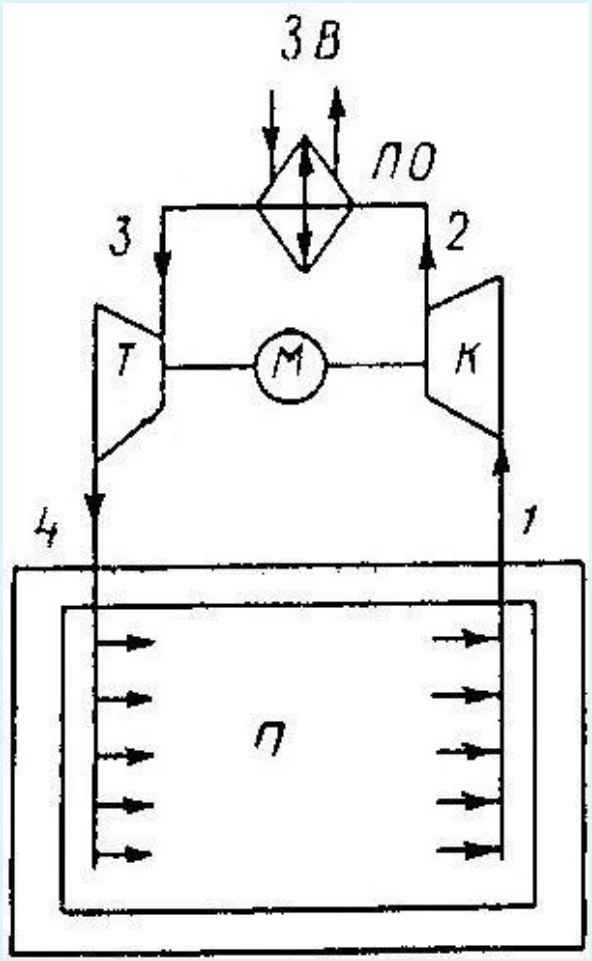
Наибольшими значениями коэффициента теплопроводности характеризуются металлы и всевозможные сплавы на их основе, а наименьшими – газы. Значения коэффициентов теплопроводности для различных материалов определяются с помощью специальных справочных таблиц.

При проведении инженерных расчетов коэффициент теплопроводности различных материалов играет исключительно важную роль:

- Для отопительного прибора, изготовленного с использованием исключительно металлических элементов, то обстоятельство, что металл обладает высокой теплопроводностью, является несомненным достоинством.

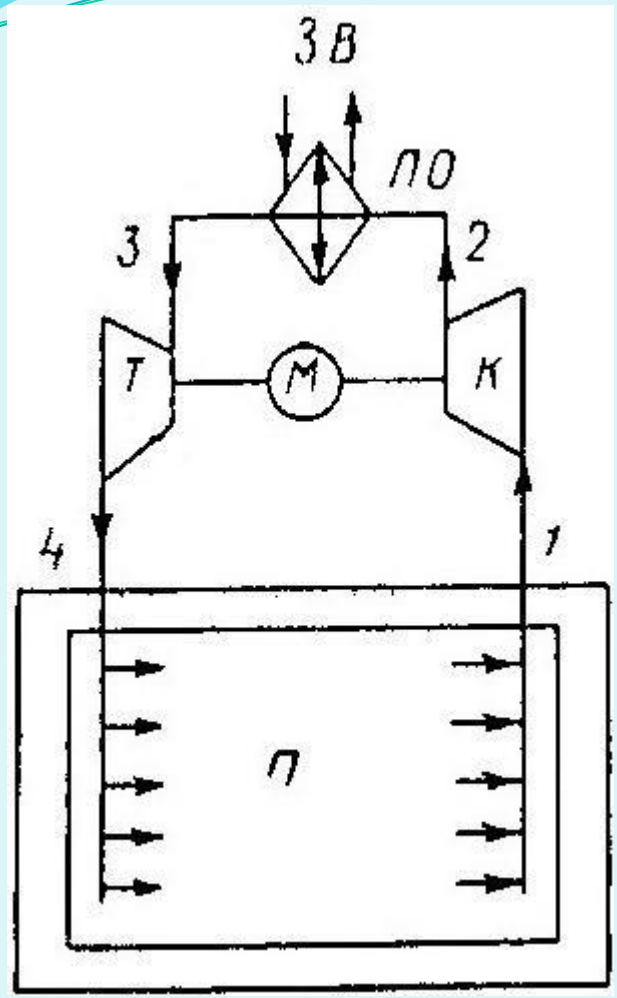
- При проектировании трубопровода, предназначенного для подачи горячей воды или пара в отопительную систему любого масштаба, высокая теплопроводность стальных труб становится уже значительным недостатком по причине более чем существенных потерь тепла в ходе транспортировки. В этом случае инженерам-проектировщикам необходимо искать наиболее эффективные меры защиты.

5. Схема и цикл воздушной холодильной установки.

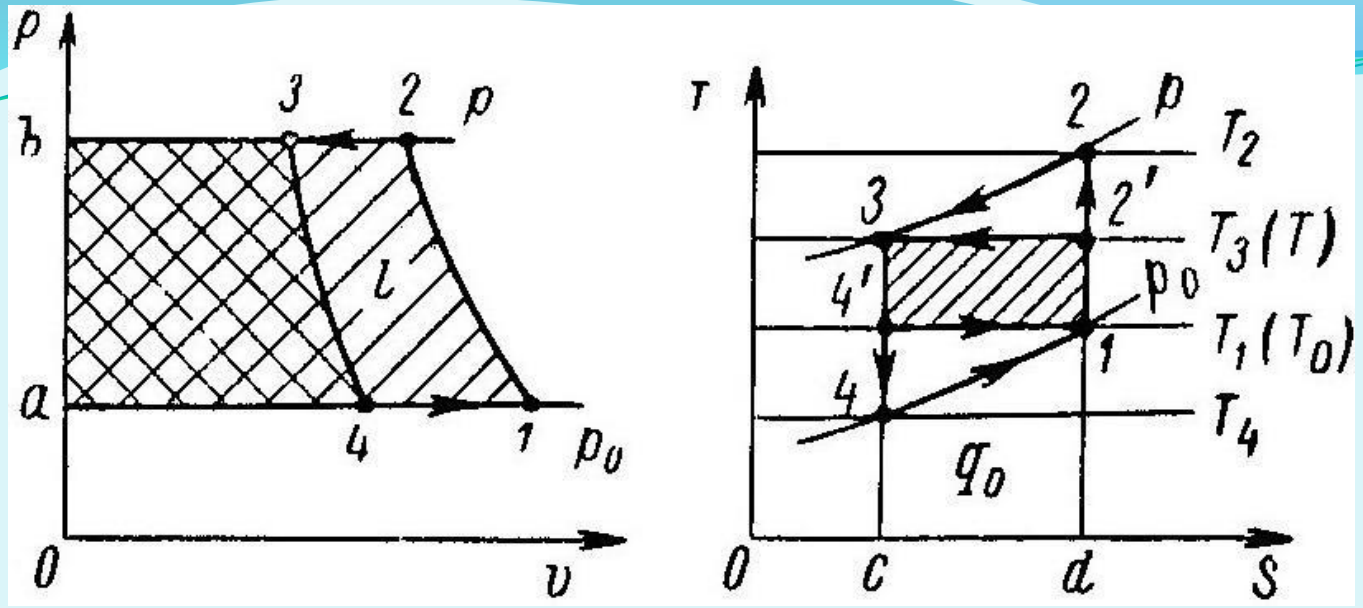


Принципиальная схема простейшей воздушной холодильной машины:

- П –помещение;
- К – компрессор;
- Т – турбина (детандер);
- ПО – промежуточный охладитель;
- М – двигатель;
- ЗВ – забортная вода.



Воздух из помещения П, где поддерживается температура T_1, засасывается компрессором К и сжимается от давления p_0 до давления p (процесс 1-2). При этом его температура возрастает до T_2, благодаря чему воздух затем может быть охлажден в промежуточном охладителе ПО забортной водой ЗВ (процесс 2-3). Сжатый охлажденный воздух с температурой T_3 поступает в расширитель (детандер) – турбину Т, где он, расширяясь до давления p_0 (процесс 3-4), охлаждается и выходит в помещение с температурой $T_4 < T_1$. Подогреваясь в помещении при постоянном давлении p_0 от T_4 до T_1 (процесс 4-1), воздух производит его охлаждение.



Теоретический цикл в *v-p* диаграмме и *s-T* диаграмме простейшей воздушной холодильной машины:

- процесс 1-2 – сжатие воздуха в компрессоре;
- процесс 2-3 – охлаждение сжатого воздуха в промежуточном охладителе;
- процесс 3-4 – расширение сжатого охлажденного воздуха в турбине;
- процесс 4-1 – подогрева воздуха в помещении.

Как видно из рис. 1.1, в теоретическом цикле осуществляются адиабатические процессы сжатия и расширения воздуха и изобарические процессы его охлаждения (окружающей средой – забортной водой) и нагревания.

- Удельная холодопроизводительность воздуха $q_0 = i_1 - i_4$, кДж/кг, где i_1 и i_4 – энтальпия в состояниях, характеризуемых точками 1 и 4 на диаграмме. Она пропорциональна площади *c*-4-1-*d* (рис. 1,2).

Затраченная на совершение цикла удельная работа пропорциональна площади 1-2-3-4 и находится по формуле:

$l = l_{к.а} - l_{р.а}$, где $l_{к.а}$ – работа компрессора (отрицательная),кДж/кг,

$l_{р.а}$ – работа детандера(положительная)

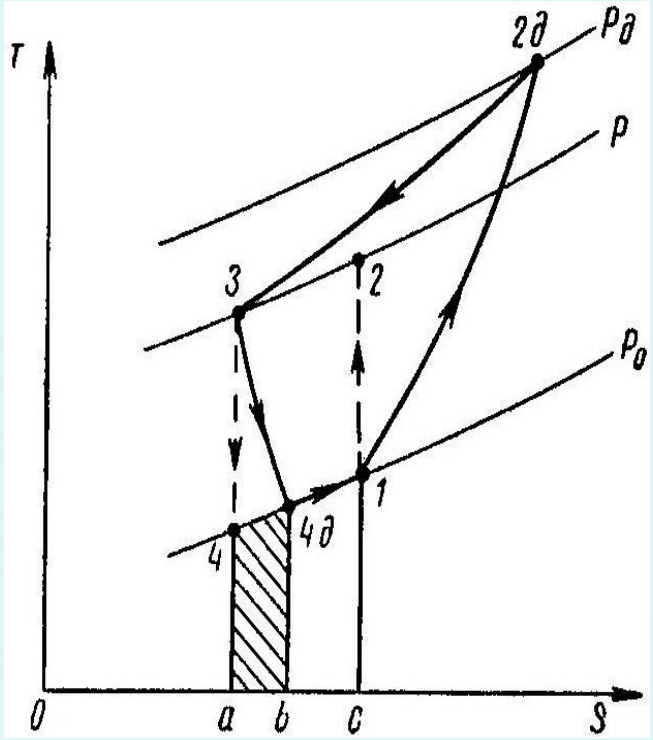
- $l_{к.а} = i_2 - i_1$ = площадь 1-2-*b*-*a* (рис. 1,1),кДж/кг,
- $l_{р.а} = i_3 - i_4$ = площадь 3-4-*a*-*b*, кДж/кг,

Теоретический холодильный коэффициент обратимого цикла воздушной холодильной машины:

$$\varepsilon_т = \frac{q_0}{l} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}.$$

На *s*-*T* диаграмме (см. рис. 1,2) показан и обратный цикл Карно 1-2′-3-4′ для интервала температур T_1-T_3 в охлаждаемом помещении ($T_1 = T_0$ = const) и окружающей среды – охлаждающей воды ($T_3 = T$= const). Как видно, для этого цикла холодопроизводительность больше, а затраченная работа меньше, чем в цикле воздушной холодильной машины.

Действительный цикл воздушной холодильной машины в *s*-*T* диаграмме.



Действительная удельная холодопроизводительность, кДж/кг:

$q_{од} = q_о - l_{р.а} \cdot (1 - \eta_{р.а})$.

Она меньше теоретической $q_о$ на величину потерь в турбине (заштрихованная площадь *a*-4-4*d*-*b*).

Действительная удельная работа, кДж/кг, больше теоретической на величину потерь в компрессоре и в турбине:

$$l_д = \frac{l_{ка}}{\eta_{ка}} - l_{р.а} \cdot \eta_{р.а}.$$

Тогда действительный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_д = \frac{q_{0д}}{l_д} = \frac{q_0 - l_{ра} \cdot (1 - \eta_{ра})}{\frac{l_{ка}}{\eta_{ка}} - l_{ра} \cdot \eta_{ра}}.$$

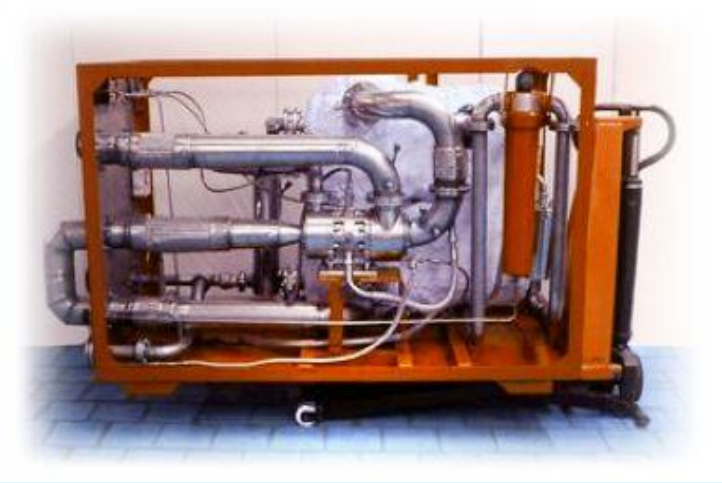
Он намного меньше теоретического холодильного коэффициента; обычно $\varepsilon_д < 1$.

По экономичности в режиме кондиционирования и умеренного охлаждения ВХМ значительно уступают наиболее экономичным парокомпрессорным холодильным машинам. Потребляемая ими мощность в режиме кондиционирования в 2…3 раза больше, чем для ПКХМ.

Такие ВХМ внедрены в промышленное производство и эксплуатацию в стационарной практике.

Несомненным достоинством ВХМ является отсутствие в них специального хладагента, роль которого в данном случае выполняет бесплатный безвредный воздух, и, хотя особо широкого практического применения ВХМ пока не нашли, они используются для:

- кондиционирования воздуха в самолетах, автомобилях, иногда на судах, при обработке металлоизделий холодом (t_o < -70 °С),



- в термобарокамерах по испытанию авиационных двигателей,

- в установках глубокого охлаждения для разделения газов, сжижения воздуха и получения кислорода.

Спасибо за внимание