Приложение 3

Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»
в г. Смоленске

МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА

Основы трансформации тепла

Направление подготовки: 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Профиль: «Энергообеспечение предприятий»

Уровень высшего образования: бакалавриат

Нормативный срок обучения: 4 года

Форма обучения: очная

Год набора: 2020

Смоленск

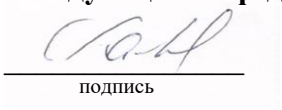
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Профиль «Энергообеспечение предприятий»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.ДВ.05.01 «Основы трансформации тепла»

Методические материалы составил:

_____ _ст. преподаватель_ _Киселева А.И._
подпись ФИО

«_24_» _июня_ 2020 г.

Заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика»:



_____ _В.А. Галковский_
подпись Ф.И.О.

«_02_» _июля_ 2020 г.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические указания для обучающихся по освоению дисциплины «Основы трансформации тепла» разработаны для подготовки студентов по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» профиль «Энергообеспечение предприятий» в соответствии с рабочей программой дисциплины «Основы трансформации тепла» и включают:

Учебно-методическое обеспечение лекционных занятий

Методические рекомендации по выполнению практических занятий

Методические рекомендации по выполнению лабораторных работ

Методические рекомендации к самостоятельной работе студентов по дисциплине «Основы трансформации тепла».

Учебно-методическое обеспечение лекционных занятий
по дисциплине

ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

1. ВВЕДЕНИЕ

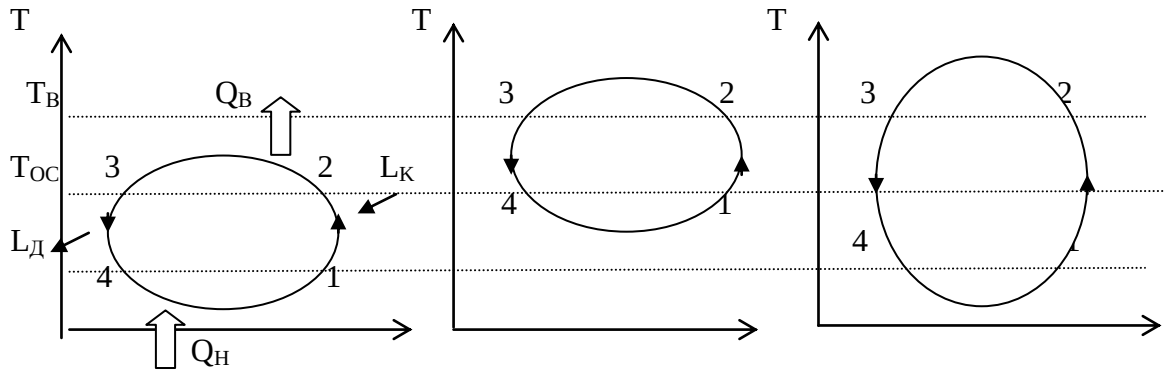
Термотрансформатор (ТТ) - энергетическая установка, применяемая для передачи энергии в форме тепла от объектов с более низкой температурой Тн (нижний источник тепла - НИТ) к теплоприемникам с более высокой температурой Тв (верхний источник тепла - ВИТ).

Если НИТ имеет температуру ниже температуры окружающей среды Тн < Тос, то установки называются рефрижераторами или холодильниками (ХЛУ). Им присваивается класс R - refrigerate.

Если НИТ имеет температуру Тн ≥ Тос, то установки называются тепловыми насосами (ТНУ). Им присваивается класс Н - heat.

Если Тн ≤ Тос ≤ Тв, то установки называются теплохолодильными (ТХУ). Им присваивается класс RH.

Принципиальная схема циклов ТТ на Т-S-диаграмме:



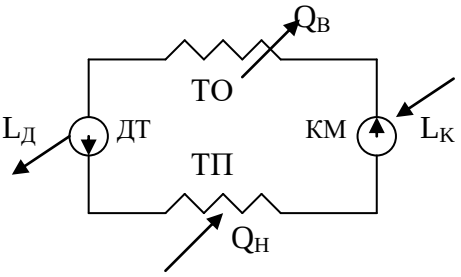
Lк - энергия компрессора;
Lд - энергия детандера;
Qн - энергия, отведенная от НИТ;
Qв - энергия, подводимая к ВИТ.

1-2 - сжатие рабочего тела в компрессоре (КМ);
2-3 - отвод тепла к ВИТ;
3-4 - расширение рабочего тела в детандере;
4-1 - подвод тепла к рабочему телу от НИТ.

Энергетический баланс идеального термотрансформатора:

$$Q_н + L_к = Q_в + L_д$$

Принципиальная схема идеального термотрансформатора:



Для ТТ класса R НИТ является температура охлаждаемых объектов, т.е. Тв = Тос.

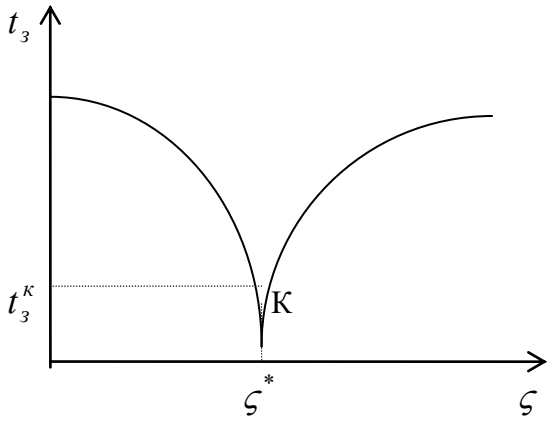
Для ТТ класса Н НИТ является температура нагреваемой среды (вода, воздух, отопление).

Обозначения:
ХЛУ (R) - хладоустановки;
ТНУ (Н) - теплонаносные установки.

2. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В холодильных установках различают искусственное и естественное охлаждение. Естественное охлаждение осуществляется за счет естественных природных источников.

График зависимости температуры замерзания соляного раствора от концентрации соли:

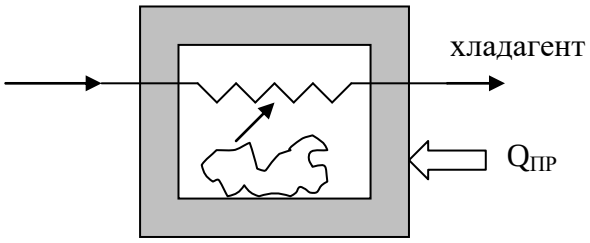


Точка К – криогидратная точка (самая низкая температура замерзания при определенной концентрации).

Искусственное охлаждение связывают с машинным способом получения холода.

Холодильные машины осуществляют термодинамический цикл с помощью следующих рабочих тел: аммиак, углекислота, фреоны, газы. Это - хладагенты.

Принцип охлаждения:



$T_{ОС} > T_{Н} > T_{О}$

$T_{О}$ - температура кипения хладагента;
$Q_{ПР}$ – притоки тепла;
Q_0 – тепло, передаваемое хладагенту от объекта тепла.

Количество тепла, поглощаемое 1 кг хладагента, называется удельной (массовой) холодопроизводительностью, q_0, Дж/кг.

Количество тепла, отводимое установкой от охлаждаемого объекта в единицу времени, называется полной холодопроизводительностью, Q_0, Вт.

$Q_0 = G_{ХА} * q_0$, где Gха - расход хладагента, кг/с.

3. ТЕПЛОНАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Теплонаносная установка - это энергоустановка, использующая низкопотенциальные источники тепла (отработанный пар, воздух, вода) для нагрева (отопления) различных технологических объектов, процессов, помещений, где теплоносителями являются горячая вода или воздух.

В настоящее время $t_В$ = 120...170 ^{0}C. В качестве рабочих тел чаще всего используются фреоны и воздух.

Тн ≥ Тос , Тв = Тнагр.ср.

Целесообразно использовать ТНУ при соотношении двух показателей:

Ст / Сэ > 1.8, где Ст - стоимость условного топлива, руб/т;

Sэ - стоимость электроэнергии в этом же районе, руб/кВт ч.

Основные понятия:

1) удельная теплопроизводительность q, Дж/кг – количество тепла, отдаваемое нагреваемой среде 1 кг рабочего тела;
2) полная теплопроизводительность Qтп, Дж/с (Вт) - количество тепла, отдаваемое нагреваемой среде в единицу времени.

4. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

1. По принципу действия ТТ делятся:
    1) термомеханический ТТ:
        а) компрессионный:
            - парокомпрессионный;
            - газовый;
        б) сорбционный:
            - адсорбционный;
            - абсорбционный;
        в) струйный:
            - эжекторный;
            - вихревой;
    2) электромагнитный ТТ:
        а) термоэлектрический;
        б) магнитоэлектрический.

В термомеханических ТТ используется механическая или тепловая энергия для повышения давления рабочего тела, а в электромагнитных ТТ - энергия электрического или магнитного полей.

В компрессионных ТТ для сжатия рабочего тела используются механические компрессоры. Парокомпрессорные (или парожидкостные компрессорные) ТТ используют фреоны, меняющие свое агрегатное состояние. В газовых установках - газы или их смеси не меняют своего фазового состояния (воздух, азот). Иногда могут рассматриваться газожидкостные установки, позволяющие получить температуру охлаждения ниже 120К - криогенные установки. Сорбционные установки используют теплоту термохимических реакций смешения и последующего разделения как минимум двух компонентов. В адсорбционных установках смешение идет на границе твердой и парообразной фаз. В абсорбционных установках смешение компонентов идет в объеме, в массе - на границе жидкой и парообразной фаз. Сорбционные установки в отличие от компрессорных используют только тепловую энергию, а не механическую или электрическую. В струйных ТТ используется кинетическая энергия сжатого пара или газа. Выходя с большой скоростью из расширенного сопла (эжекционные ТТ) создается разрежение, затем рабочее тело сжимается. В вихревых ТТ сжатая струя газа или пара, проходя через

вихревую трубу, разделяется на два потока: одна часть понижает, а другая повышает свою температуру. Термоэлектрический ТТ создает эффект охлаждения или нагрева, используя постоянный электрический ток. Магнитоэлектрические ТТ создает эффект охлаждения или нагрева, используя энергию парамагнетиков.

2. По характеру трансформации:

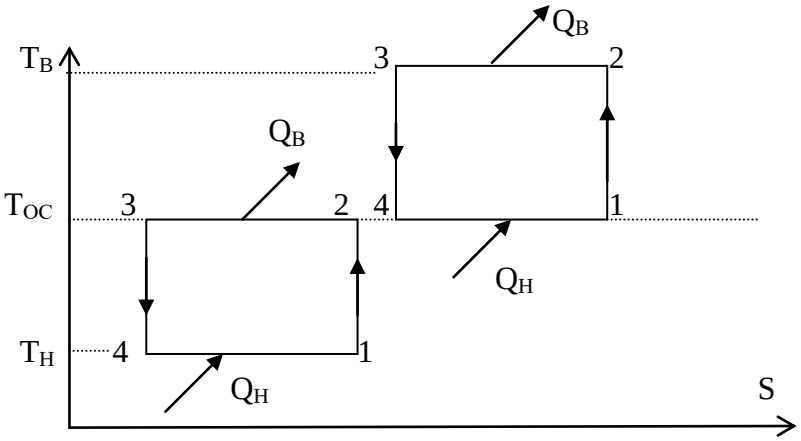
- установки непосредственного нагрева (охлаждения);
- установки с промежуточным теплохладоносителем.

Для всех ТТ разность $\Delta T = Tв - Tн$ называется теплоподъемом. По величине теплоподъема все ТТ делятся на одно-, двух-, трех- и более ступенчатые, каскадные схемы.

5. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦИИ

Идеальным циклом для ТТ является обратный цикл Карно:

1-2 – адиабатическое сжатие в компрессоре;
2-3 – изотермический отвод тепла в теплоотдатчике;
3-4 – адиабатное расширение в детандере;
4-1 – изотермический подвод тепла в теплоприемнике.



Расчетные параметры:

1) количество тепла, отводимое от НИТ: $q_Н = Tн\ \Delta S$ (ХЛУ: $q_Н = q_О$);
2) количество тепла, отданное верхнему источнику: $q = Tв\ \Delta S$ (ТНУ: $q_В = q_О$);
3) затраченная работа: $l = l_{КМ} – l_{ДТ} = (Tв – Tн)\Delta S = q_В – q_Н$

Основные показатели:

1) холодильный коэффициент (для ХЛУ)
   $\varepsilon = q_Н / l = q_О / l$

2) коэффициент преобразования тепла (для ТНУ)
$\mu = q_В / l = q_{ТН} / l$
3) коэффициент использования механической или электрической энергии для производства тепла (холода) – для комбинированных схем
$\psi = (q_Н + q_В)/ l = \varepsilon + \mu$

Уравнение энергетического баланса:

$q_Н + l_{КМ} = q_В + l_{ДТ}$

$q_В = q_Н + l$, где $l = l_{КМ} + l_{ДТ}$

Тогда $\mu = (q_Н + l)/ l = 1 + \varepsilon$

6. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА СИСТЕМ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА

Параметры окружающей среды:
Рос = 0,1 МПа, Тос = 293 К.
Виды энергии:

1) организованная форма энергии, переходящая в любые другие виды независимо от параметров источника и параметров окружающей среды: механическая и электрическая энергия;
2) неорганизованная форма. Переход в другие виды зависит от параметров источника и параметров окружающей среды: тепловая энергия.

Эксергией называется практическая ценность любого вида энергии, мера работоспособности. Обозначение эксергии: Е, тепловой энергии: Q.

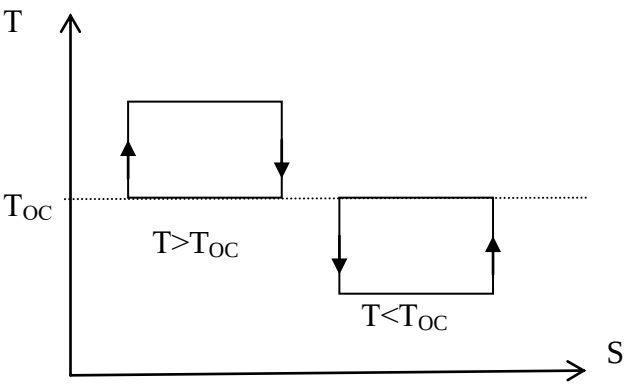
$E = \tau Q$, Дж, где τ - коэффициент работоспособности ($0<\tau<1$).

$e = \tau q$, Дж/кг

$\tau = E / Q = l / q = l_{MAX} / q$

Для электрической и механической энергии: $\tau = 1$

Расчет коэффициента работоспособности:



$$\tau = \frac{l_{MAX}}{q} = \frac{(T - T_{OC})\Delta S}{T\Delta S} = 1 - \frac{T_{OC}}{T}$$

Эта формула справедлива как для прямых, так и для обратных циклов.

Для тепловых двигателей: $\tau = \eta_T^K$

Для термотрансформаторов: $T_{oc} > T \Rightarrow \tau < 1$

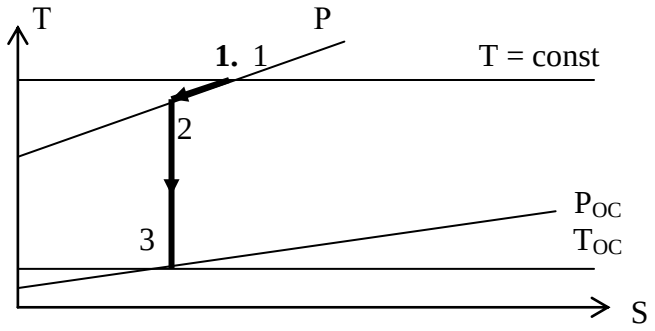
$$T \to 0 \quad \Rightarrow \tau \to -\infty$$

Если $T = T_{oc}$, то $\tau = 0$

Определение величины эксергии:

Эксергия потока:

$S_2 = S_3$ (Soc), $S_1 = S$



$e = \Sigma l = l_{1\text{-}2} + l_{2\text{-}3}$

$$l_{1-2} = -\int_1^2 \tau dq = \int_2^1 \left(\frac{1 - T_{OC}}{T}\right) dq = \int_2^1 dq - T_{OC}\int_2^1 \frac{dq}{T} = i_2 - i_1 - T_{OC}(S_1 - S_2)$$

$l_{2\text{-}3} = i_2 - i_3$

Тогда получим:

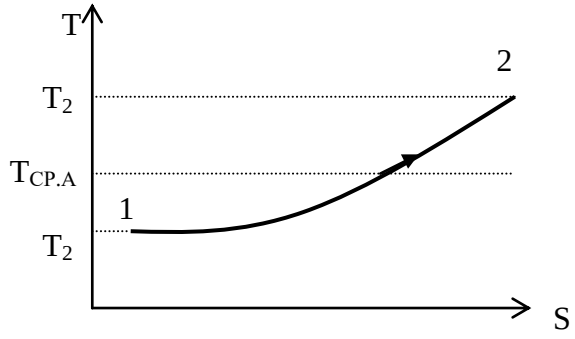
$e = i_1 - i_2 - T_{oc}(S_1 - S_2) + i_2 - i_3$

Так как $i_1 = i$, $S_1 = S$, $S_2 = S_3 = Soc$, $i_3 = i_{OC}$, то:

$e = i - i_{OC} - T_{oc}(S - Soc)$ – эксергия потока.

$E = G_{PT}\, e$

Параметры i_{OC}, Soc определяются по термодинамическим свойствам рабочего тела (РТ) согласно принятых Рос, Тос.



$\tau = 1 - T_{oc}/T$

$T_{ср.а} = (T_1 + T_2)/ 2$

$T_{ср} = T_{ср.а}$ - справедлива, если $T_2 / T_1 < 1,1$

$$T_{СР} = \frac{\int_1^2 TdS}{\int_1^2 dS} = \frac{\int_1^2 dQ}{\int_1^2 dS}$$

$\delta Q = G\ Cp\ dT = W\ dT$

$\delta Q = TdS \Rightarrow dS = \delta Q/ T = W\ dT/ T$

$$T_{СР} = \frac{\int_1^2 WdT}{\int_1^2 W\frac{dT}{T}}$$, где W = const

$$T_{СР} = \frac{T_2 - T_1}{\ln\frac{T_2}{T_1}}$$ - справедлива, если $T_2/ T_1 > 1,1$

Эксергетический баланс:

$E_{ВХ} – E_{ВЫХ} = \Sigma D$, где ΣD – потеря эксергии.

Степень термодинамического совершенства:

$\eta_{ТС} = E_{ВЫХ} / E_{ВХ} = (E_{ВХ} - \Sigma D)/ E_{ВХ} = 1 - \Sigma D/ E_{ВХ}$

$\eta_{ЕХ} = \eta_{ТС}$ – эксергетический КПД.

Эксергетический КПД характеризует степень приближения реального процесса к идеальному в реальных условиях.

7. ПАРОЖИДКОСТНЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТТ

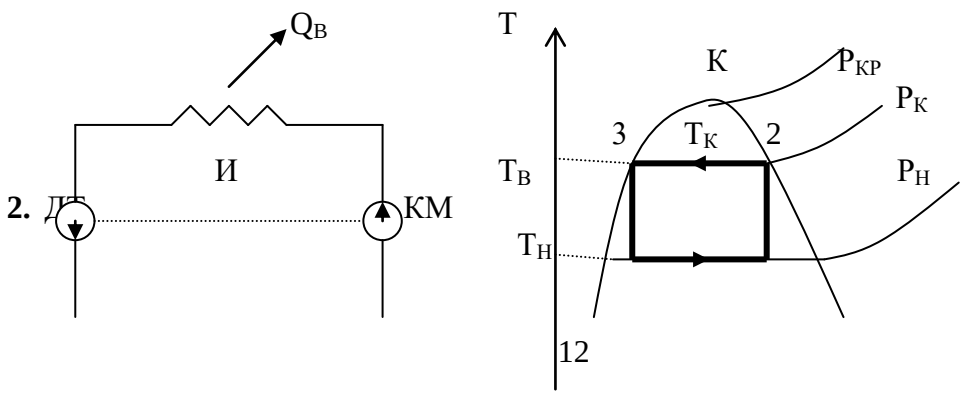
Идеальный цикл парожидкостного компрессорного ТТ:

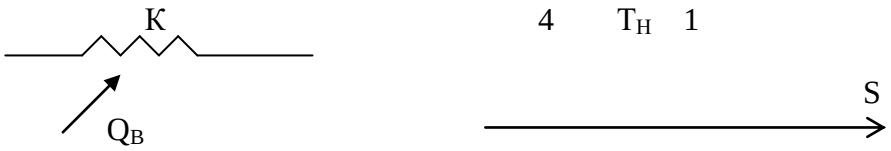
1-2 – сжатие влажного пара в компрессоре;

2-3 – конденсация пара с отводом тепла верхнему источнику Qв;

3-4 – адиабатное расширение в детандере;

4-1 – изобарно – изотермическое кипение в испарителе.





Уравнение энергетического баланса:

$Q_н + N_{км} = Q_в + N_{дт}$

Уравнение эксергетического баланса:

$Q_н \tau_H + N_{км} = Q_в \tau_B + N_д$, где $\tau_H = 1 - T_{ос}/ T_н$

$\tau_B = 1 - T_{ос}/ T_в$

$l_{КМ} = i_2 - i_1$, $l_{ДТ} = i_3 - i_4$

$q_К = i_2 - i_3 (r_К)$, $q_И = i_1 - i_4 (r_О)$

$l = l_{КМ} - l_{ДТ} = q_К - q_И$

а) R (ХЛУ):

$\varepsilon^К = T_н/(T_в - T_н)$

$Э_R = l / q_О = 1/ \varepsilon = T_в/ T_н - 1$ - удельные затраты энергии на производство холода.

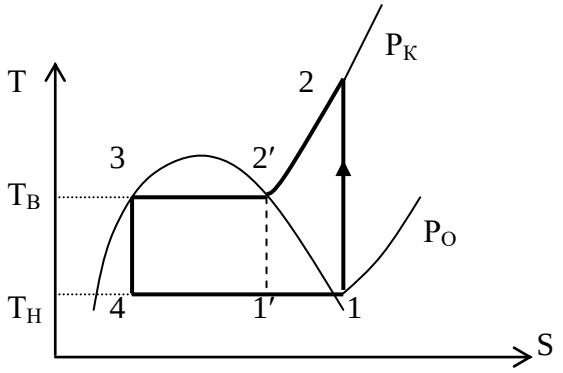
б) Н (ТНУ):

$\mu^К = T_в/(T_в - T_н)$

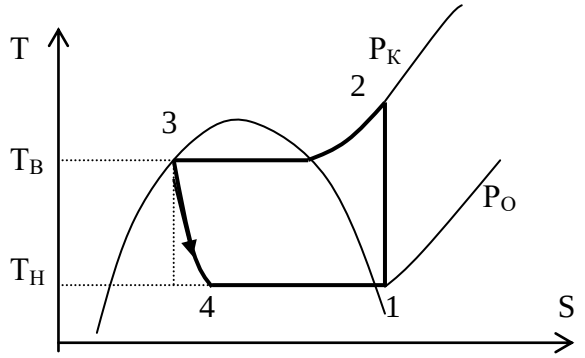
$Э_н = l / q_{ТН} = 1/ \mu = 1 - T_н / T_в$

8. ОСНОВНЫЕ ОТЛИЧИЯ РЕАЛЬНОГО ЦИКЛА ОТ ИДЕАЛЬНОГО

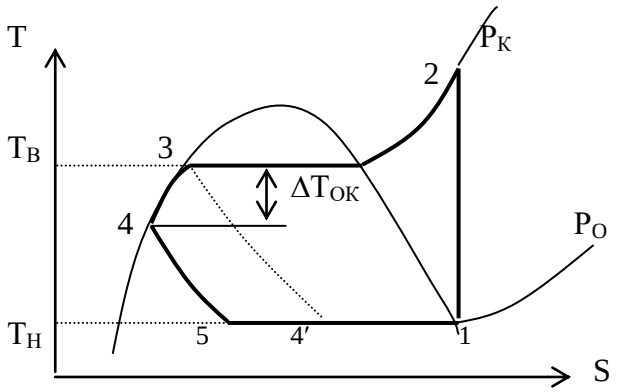
1. Процесс сжатия рабочего вещества происходит в области перегретого пара, а не влажного. Это объясняется свойствами не сжимаемости газа во влажном паре, особенно в поршневых машинах.



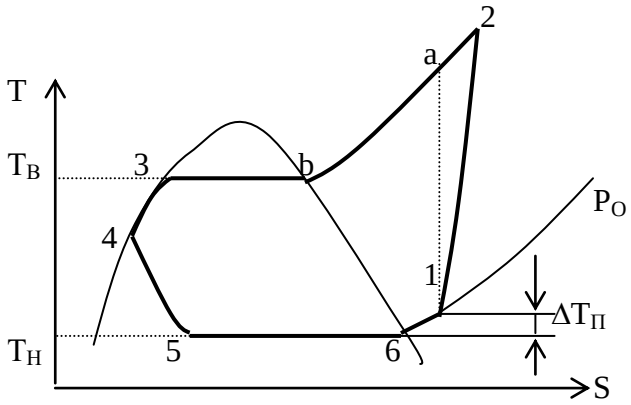
2. Процесс расширения в детандере заменяется процессом дросселирования. Такая замена с точки зрения термодинамики не выгодна, так как ведет к потере работы, но при эксплуатации машин процесс дросселирования более эффективен.



3. Для снижения потерь в регулирующем вентиле после конденсатора устанавливается дополнительный теплообменник, который называется охладителем конденсата.

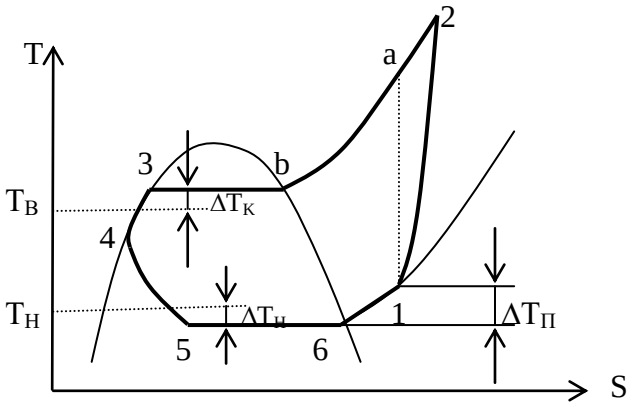


4. В реальных схемах процесс сжатия происходит политропно, а точка всасывания рабочего тела лежит в области перегретого пара, а не на линии насыщения.



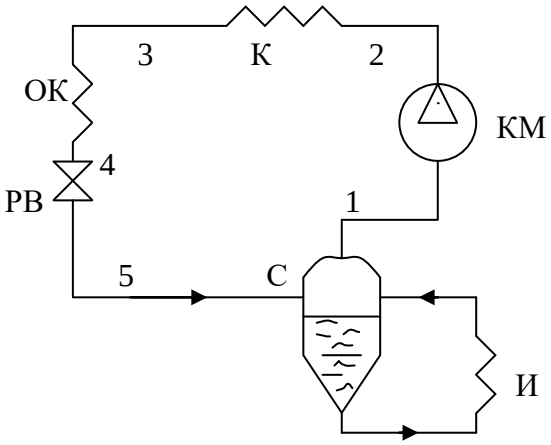
5. Все процессы теплообмена протекают при конечных разностях температур: температура рабочего агента всегда отлична от температуры

верхнего и нижнего источника. При конденсации хладагент имеет более высокую температуру по сравнению с верхним источником, а при кипении – низкую по сравнению с нижним источником.

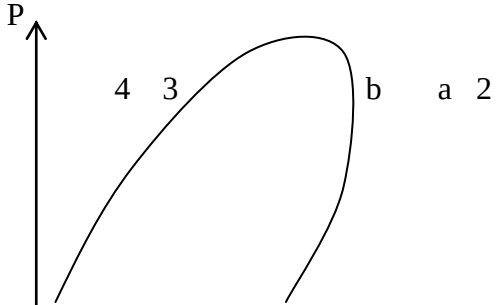


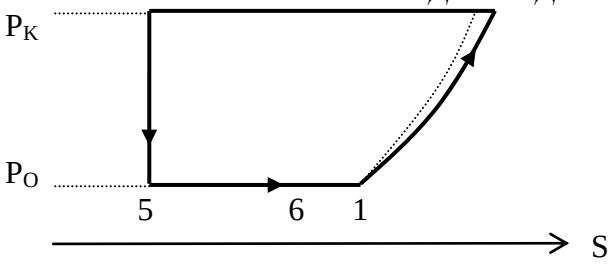
1-2 – политропное сжатие;
2-b – охлаждение перегретого пара до состояния насыщения;
b-3 – конденсация;
3-4 – изобарное охлаждение в охладителе конденсата;
4-5 – дросселирование.

Реальная схема:



Реальный цикл в P-i – диаграмме:



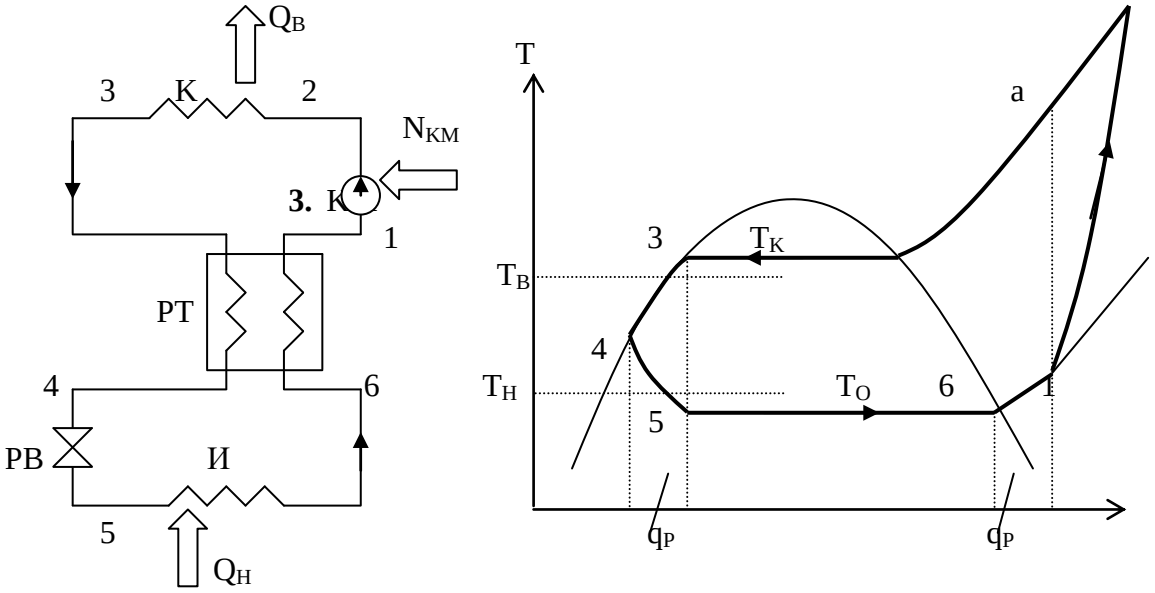


В паро-компрессорных установках существует две принципиальные схемы:

1) схема непосредственного охлаждения (бытовые холодильники, рефрижераторы);
2) схема с промежуточным охладителем (хладоносители: этиленгликоль, $NaCl + H_2O$, $CaCl_2 + H_2O$, технические спирты).

9. СХЕМЫ ПАРОЖИДКОСТНЫХ ТТ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ

Регенерация – использование внутренних ресурсов цикла.



$q_P \sim$ пл. ab34 = пл. cd16 – количество тепла регенерации.

$q_P = i_1 - i_6 = i_3 - i_4$

Регенерация обеспечивает перегрев пара перед компрессором и дополнительное охлаждение перед дросселированием.

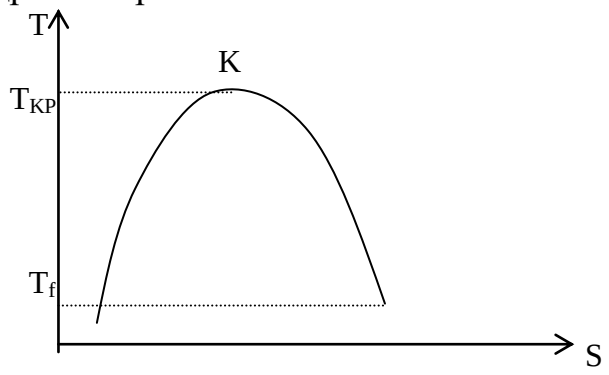
Тепловой баланс:

$q_O + l_{КМ} = q_K$ или $Q_B = Q_H + N_{КМ}$

10.МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОЖИДКОСТНЫЕ ТТ

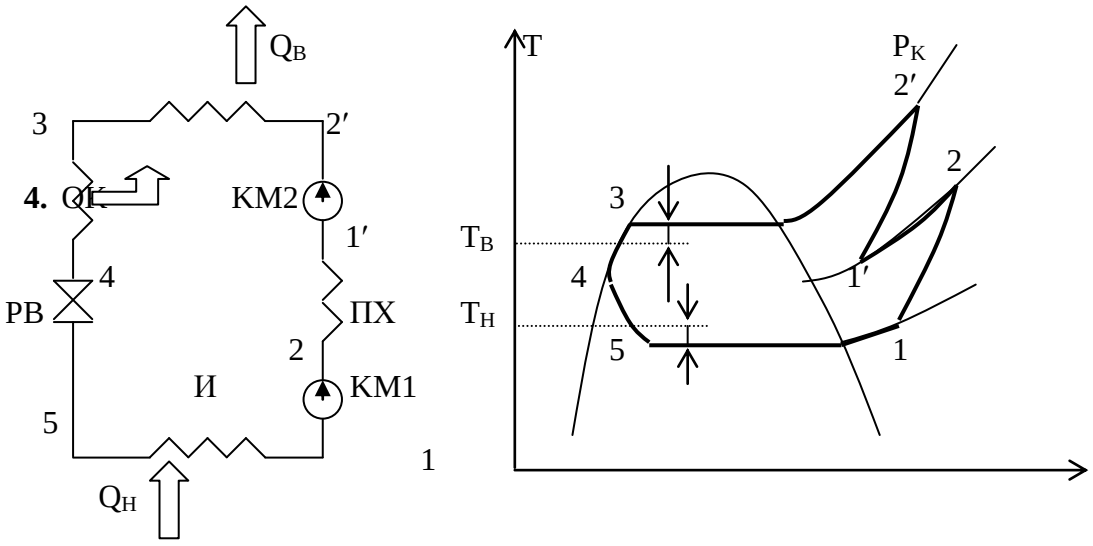
Обоснование применения: при проектировании задается величина теплоподъема $\Delta T = T_В - T_Н$. $P_К$ зависит от $T_В$, P_0 зависит от $T_Н$. Если степень повышения давления $\lambda = P_К / P_0$ большая, то применяются многоступенчатые схемы.

Двухступенчатые схемы ТТ различают с одно- и двукратным дросселированием.



$T_{ПРЕД} = T_{КР} - T_F$

1) двухступенчатая схема с однократным дросселированием:



ПХ – промежуточный холодильник.

Уравнение энергетического баланса:

$Q_Н + N_{КМ_1} + N_{КМ_2} = Q_В + Q_{ОК} + Q_{ПХ}$

Преимущество: простота схемы.

Недостаток: большие потери в дросселе.

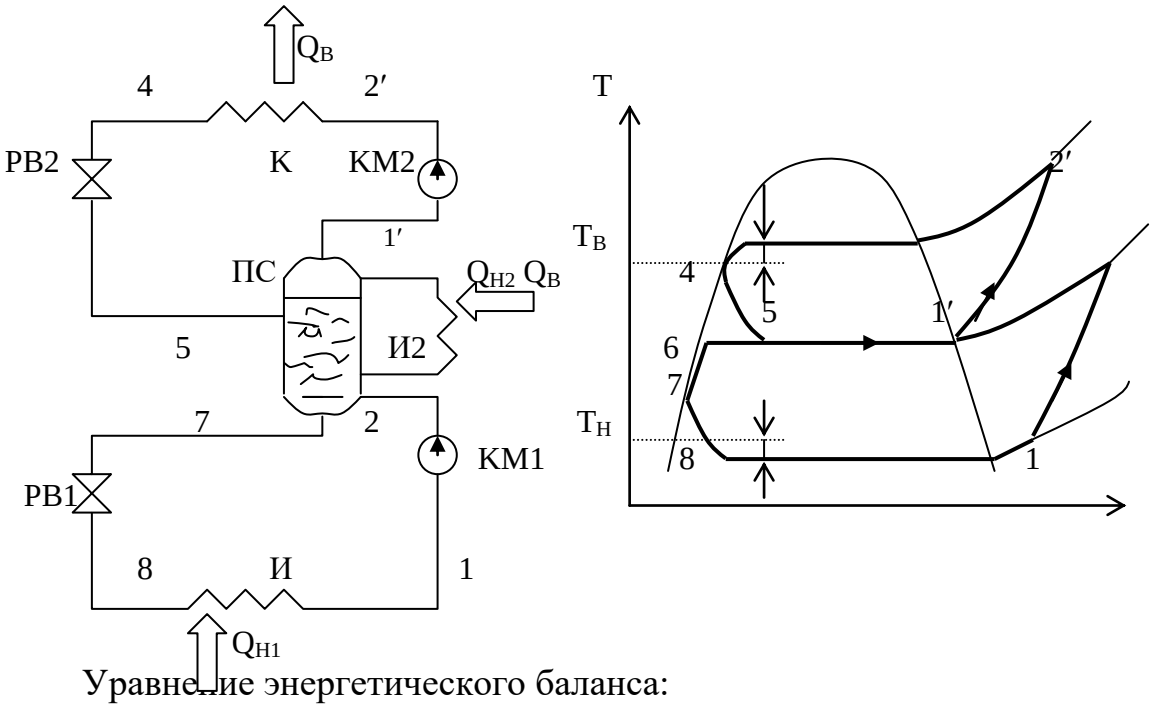
2) двухступенчатая схема с двукратным дросселированием:

В схеме с двукратным дросселированием предусмотрен промежуточный сосуд (сепаратор), обозначеный на схеме ПС.

Функции промежуточного сосуда:

1) сепарирует сухой насыщенный пар для КМ2;

2) служит конденсатором нижнего контура;
3) выполняет функцию охладителя конденсата для нижнего контура.



Уравнение энергетического баланса:

$Q_{н_1} + Q_{н_2} + N_{км_1} + N_{км_2} = Q_в$

Преимущества:

1) возможность выработки холода на двух температурных уровнях;
2) при необходимости второй испаритель можно отключить.

Данная схема применяется, если: $10 \le Р_к / Р_о < 100$

11.РАБОЧИЕ ТЕЛА ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТТ

Хладагенты:

1) аммиак (NH_3) – применяется в больших рефрижераторных установках;
2) углекислота (CO_2) – применяется на фабриках мороженого;
3) фреоны.

Важный параметр хладагента: нормальная температура кипения Тнк - это температура кипения при атмосферном давлении (0,1 МПа).

Для аммиака: $t_{НК} = -33\ ^{O}C$.

Для CO_2: $t_{НК} = -35\ ^{O}C$.

Фреоны – это галлоидные соединения вида $C_NH_MCl_XF_YBr_Z$, полученные на базе предельных углеводородов C_NH_M ($m = 2n + 2$) путем замещения атомов водорода атомами Cl, F, Br. Рассматриваются 4 группы предельных углеводородов: CH_4 - метан, C_2H_6 - этан, C_3H_8 - пропан, C_4H_{10} - бутан.

Обозначение: RN, где N – номер фреона:

$N = (c - 1)(h + 1)\ f$, где c – число атомов углерода;

h - число атомов водорода;

f - число атомов фтора.

Пример: $CCl_2F_2 \Rightarrow$ R12 – фреон 12

$CHClF_2 \Rightarrow$ R22 – фреон 22

R142 $\Rightarrow$ $C_2H_3ClF_2$

Фреоны, полученные на базе метана называются хладонами (двухзначные номера). При добавлении Br понижается Тнк. При наличии атомов брома справа от номера пишется буква В с указанием числа атомов.

Пример: R12B1 $\Rightarrow$ $CClF_2Br$

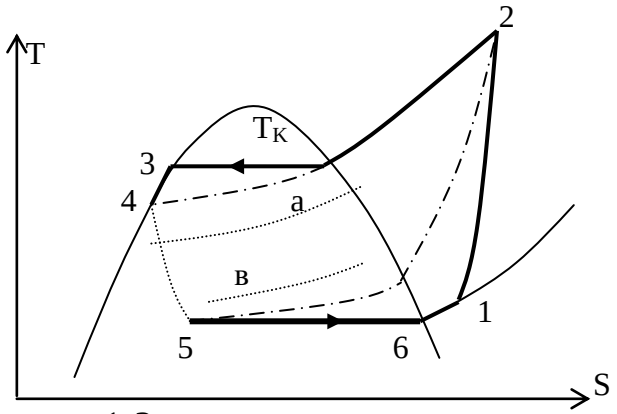
Для неорганических агентов номер N состоит из трех цифр, первая из которых равна 7, а две последующие цифры составляют атомный вес вещества. Например, для NH_3: R717, для H_2O: R718.

Кроме чистых хладагентов используют смеси. Это позволяет подобрать требуемую температуру кипения. Обозначение смеси: R12/ R22 (41,4/ 58,6). Смесь не меняющая своего процентного соотношения при фазовых превращениях называется азеотропной. Обозначение: R500, R501, R502 и др.

12.ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НЕАЗЕАТРОПНЫХ ФРЕОНОВ

Смесь называется азеотропной, если при фазовых переходах температура смеси остается постоянной (как и для чистых фреонов).

Потери эксергии при увеличении разности температур между теплоносителями увеличиваются и наоборот. Таким образом, снижение потерь эксергии связано со снижением этой разности.



1-2 - сжатие в компрессоре;

2-3 – конденсация;

3-4 - охлаждение в конденсаторе;

4-5 - дросселирование в РВ;

5-6-1 - кипение в испарителе.

а - охлаждающая среда;

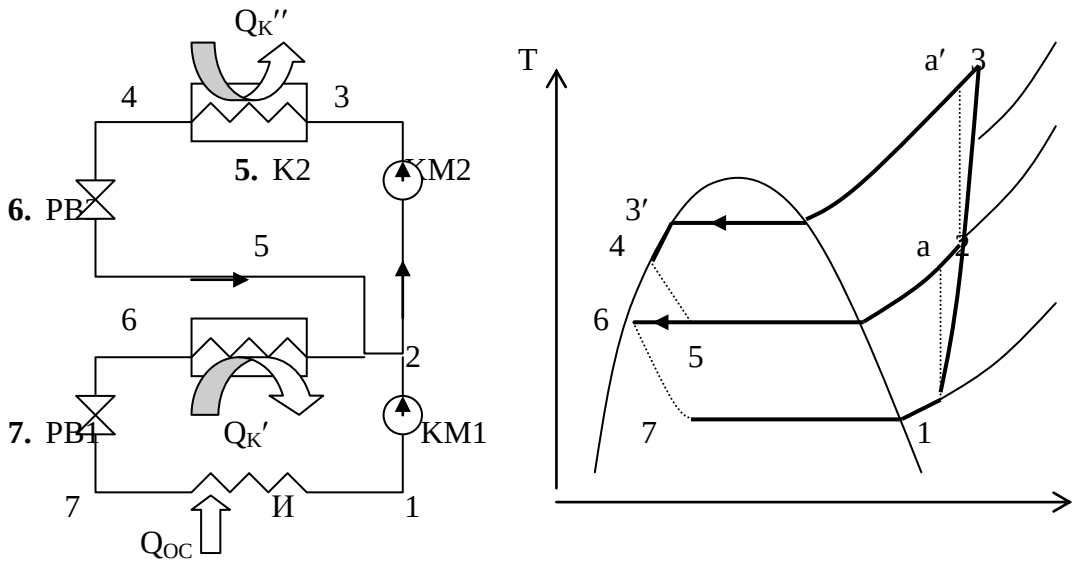
в - охлаждаемая среда.

При использовании неазеатропных фреонов средняя разность температур как в конденсаторе, так и в испарителе снижается, что ведет к уменьшению потерь эксергии.

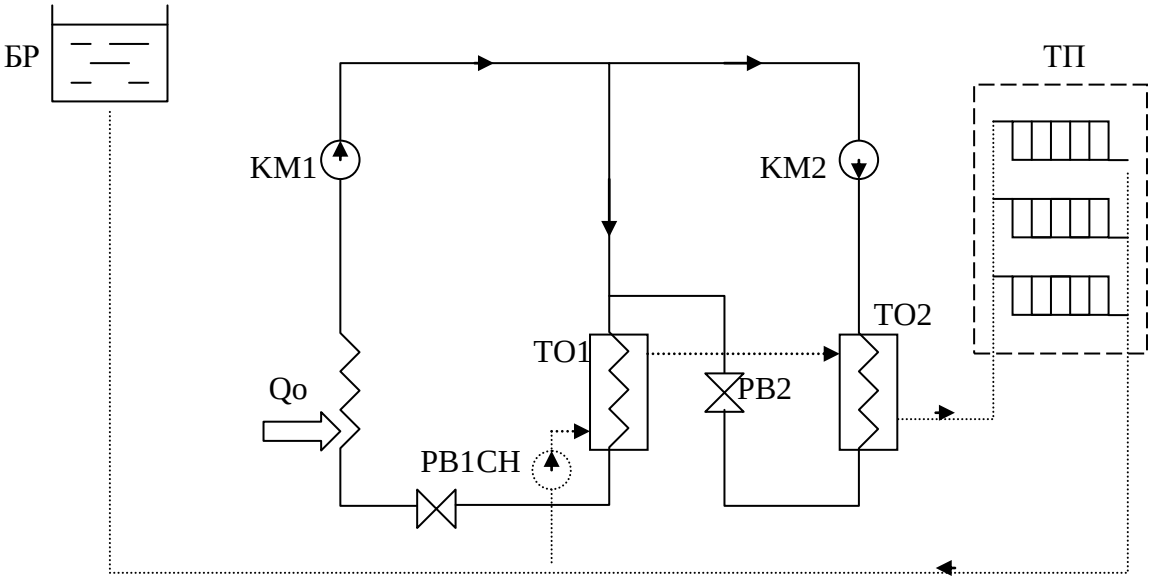
При выборе любых хладагентов должно выполняться главное требование - минимальное давление в системе P_0 должно быть выше атмосферного (во избежание присосов атмосферного воздуха).

В атмосферном воздухе присутствуют водяные пары, которые, попадая в область низких температур, образуют ледяные пробки, которые закупоривают проходное сечение регулирующего вентиля.

13.СХЕМА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

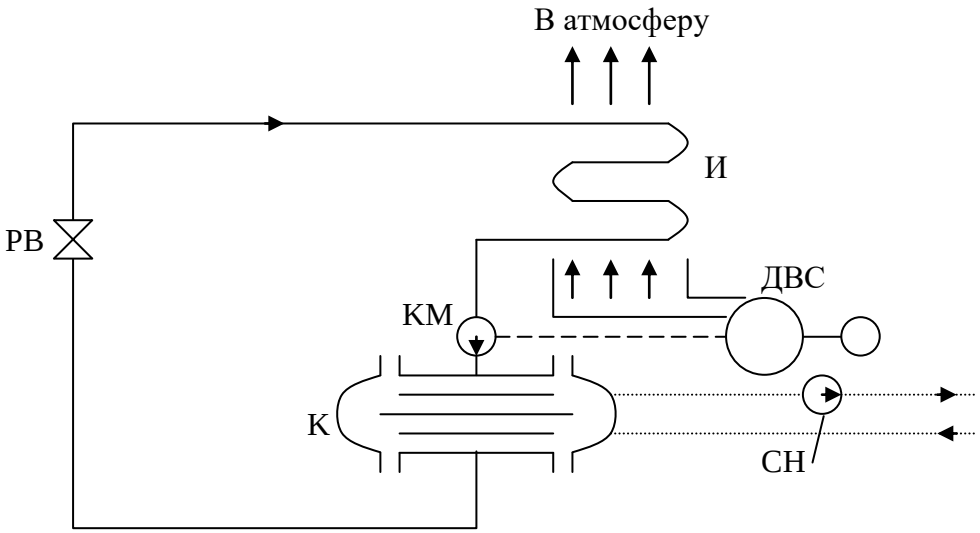


14.СХЕМА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТНУ



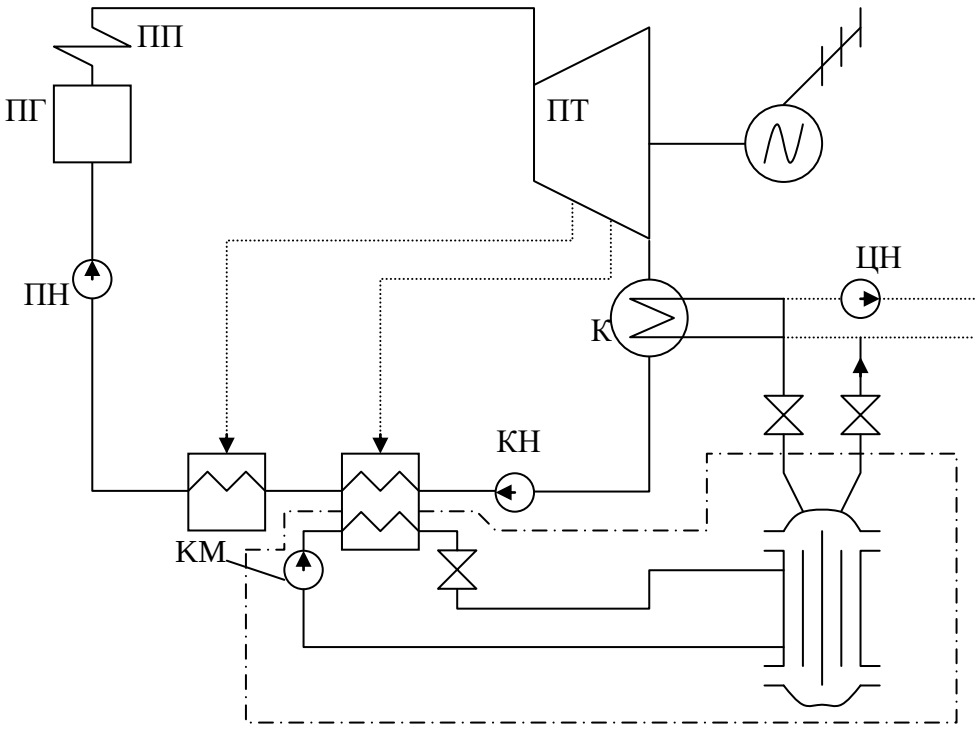
ТП - тепловые потребители;
ТО1, ТО2 - комплекс теплообменников;
БР - бак-распределитель;
КМ1, КМ2 - компрессоры 1-ой и 2-ой ступени;
СН - сливной насос.

15. СХЕМА ТНУ С ПРИВОДОМ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

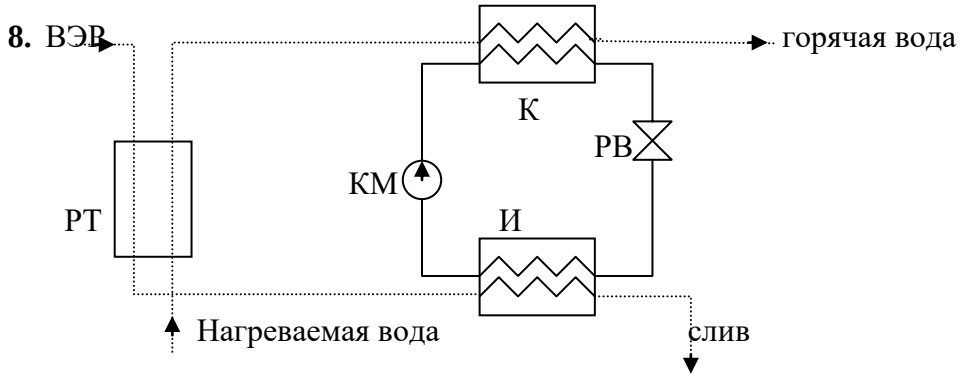


16. СХЕМА ТНУ С ПАРОВОЙ ТУРБИНОЙ

В качестве нижнего источника используется циркуляционная вода после конденсатора паровой турбины. Данная схема позволяет заменить один ПНД, используя вместо него конденсатор ТНУ. Данная схема использования тепла циркуляционной воды может быть применена для производства горячей воды на теплоснабжение. Конденсатор ТНУ будет являться пред включенным теплообменником перед основными бойлерами.

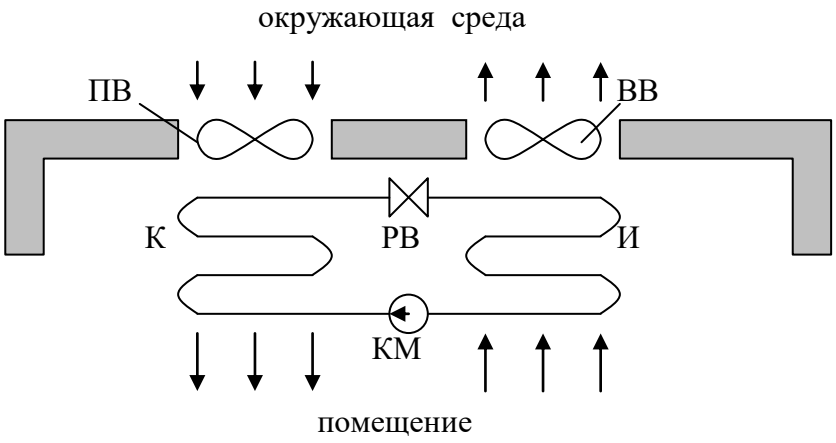


17. СХЕМА ТНУ КОМПЛЕКСНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА КОНДЕНСАТА (ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ)



18. ПРИМЕНЕНИЕ ТНУ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ЗДАНИЙ И ПОМЕЩЕНИЙ

Схема установки:

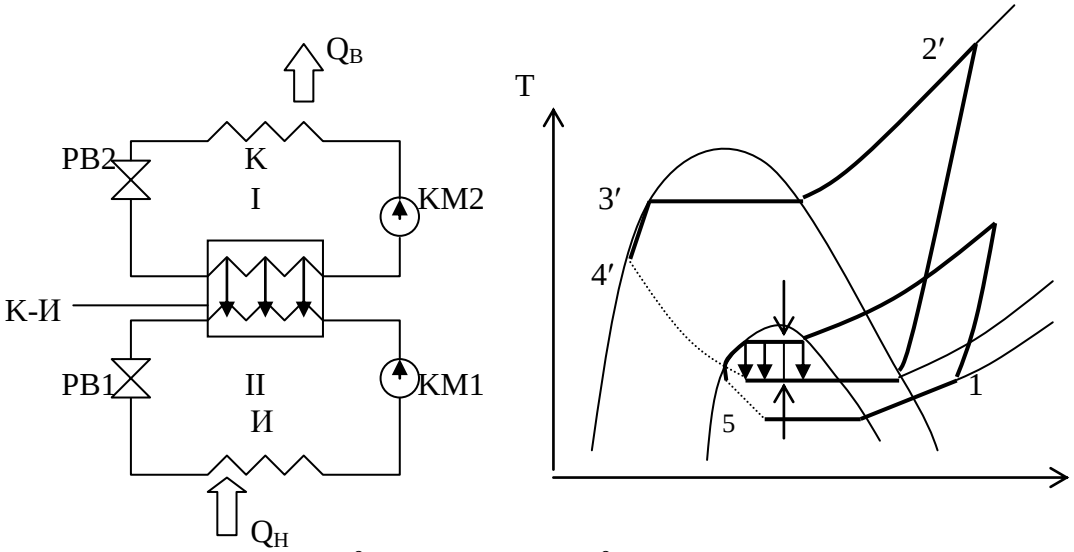


ПВ и ВВ - приточный и вытяжной вентилятор.

19. КАСКАДНЫЙ ПАРОКОМПРЕССОРНЫЙ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОР

Каскадные схемы - комплекс одноступенчатых циклов, связанных между собой общим теплообменником.

Число общих теплообменников определяет число каскадов. В каждом цикле используется не один, а слой хладагентов, что позволяет существенно расширить теплоподъем.



Для C_2H_4: $t_{НК}$ = -104 ^{0}C ($t_{ОХЛ}$ = -100 ^{0}C)

Основной недостаток: большие эксергетические потери в совместном теплообменнике в виду большой разности температур теплоносителей.

20. ОСНОВНОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ ПАРОЖИДКОСНЫХ ТТ

Основное оборудование:

1) компрессор;
2) теплообменники:
   - конденсаторы;
   - испарители;
   - охладители конденсата;
   - регенеративный теплообменник;
3) регулирующая станция (РВ, ТВ);
4) сепараторы.

Вспомогательное оборудование:

1) маслоотделитель;
2) ресивер;
3) осушители хладагента;
4) баки-аккумуляторы.

Основные типы компрессоров:

1) поршневые:
   - прямоточные;
   - не прямоточные;
2) центробежные (турбокомпрессоры);
3) винтовые;
4) ротационные;
5) эжекторы.

Схема прямоточного компрессора:

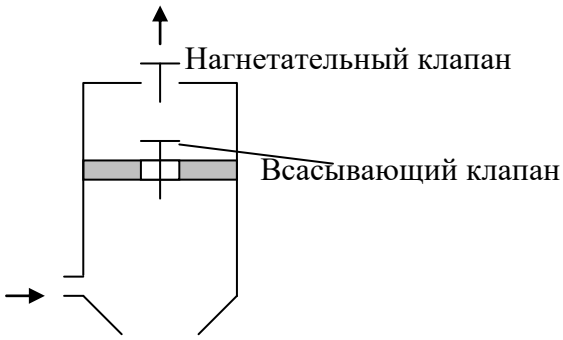
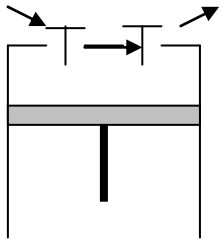


Схема не прямоточного компрессора:



По энергетическим характеристикам первый тип компрессоров лучше, но второй тип – проще.

Компрессоры: вертикальные, горизонтальные и V-образные.

Поршневые компрессоры имеют наибольшую степень сжатия, винтовые компрессоры – самые быстроходные и компактные, а ротационные обладают свойством реверсивности.

Особенности теплообменников:

В конденсаторе пар находится в межтрубном пространстве, а охлаждающая вода течет по трубкам (исключение – воздушный конденсатор).

Маркировки теплообменников:

КТР, КТГ – конденсатор трубчатый горизонтальный;
КВ – конденсатор вертикальный;
ИТР – испаритель трубчатый;
ИКТ – испаритель кожухотрубчатый;
ПП – переохладитель противоточный.

Маслоотделители:

Для работы компрессоров используется смазочное масло, которое полностью, частично или не растворяется в хладагенте. Если существует нерастворимость или частичная растворимость, то установка маслоотделителя обязательна после компрессора.

Осушители:

Осушители устанавливаются перед регулирующей станцией (РВ) и предназначены для удаления влаги из жидкого хладагента. Влага попадает при заправке некачественным фреоном, либо при подсосах влажного воздуха. Это

опасно, так как проходное сечение РВ забивается кусочками льда, что ведет к образованию ледяных пробок.

В качестве осушителя используются гранулы селикогеля или синтетические цеолиты.

Помимо осушителей перед РВ устанавливаются механические фильтры для фильтрации хладагентов от механических примесей (продуктов коррозии, ржавчины и т.д.).

21. АБСОРБЦИОННЫЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ

Главное отличие абсорбционных ТТ от парожидкостных заключается в возможности использования не электрической, а тепловой энергии.

Принцип работы – последовательное осуществление термохимических реакций смешения (сорбции) и разделения (десорбции) двух или нескольких рабочих компонентов:

1 компонент – легкокипящая фракция (рабочий агент);

2 компонент – более тяжелая фракция (абсорбент).

Используются только такие рабочие агенты, к которым подобраны свои абсорбенты.

Термохимический компрессор (ТХК) состоит из абсорбера (в нем осуществляется процесс смешения) и генератора (процесс разделения).

Схемы работы:

1) повысительная;
2) расщепительная.

В первом случае трансформация тепла идет от среды с температурой $T_Н$ до температуры $T_С$. Для этого используется внешний источник, температура которого равна $T_В$.

Во второй схеме к установке подводится рабочий поток теплоносителя с температурой $T_С$, который разделяется на два потока: один поток повышает свою температуру до $T_В$, а второй – понижает до ТН.

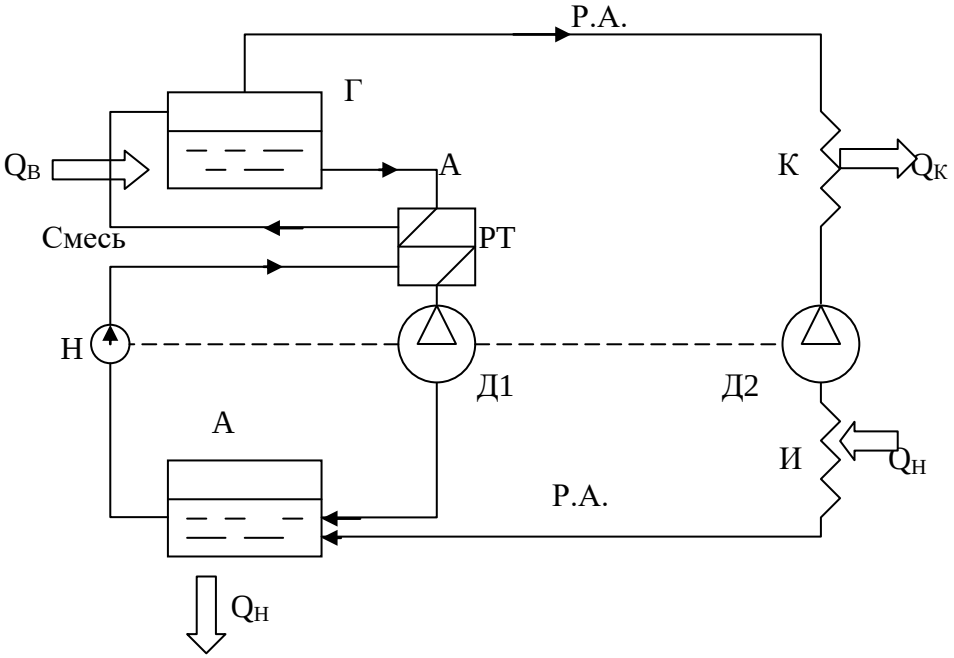
Применяемые хладагенты:

N	Рабочий агент	Абсорбент	Область применения
1	Аммиак	Вода	ХЛУ, ТНУ
2	Вода	LiBr	ХЛУ
3	Вода	NaOH, KOH, $CaCl_2$	ТНУ

Главное требование при подборе рабочих компонентов: максимальная разность температур нормального кипения сорбента и рабочего агента для более легкого разделения смеси.

$\Delta T = T_{НК} - T_{НК}$

22. СХЕМА ИДЕАЛЬНОГО АБСОРБЦИОННОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА (ХЛУ)



Г – генератор;
А – абсорбер;
Н – насос для раствора;
РТ – регенеративный теплообменник;
Д – детандер;
А – абсорбент;
Р.А – рабочий агент.

В идеальной схеме приводом насоса служат две турбины (детандеры).

В абсорбер А идет два потока: абсорбент из генератора (через РТ и Д1) и рабочий агент из испарителя И. В результате смешения – экзотермическая реакция, тепло которой отводится к источнику с температурой $T_С$ (обычно окружающая среда). Смесь перекачивается насосом Н через РТ в генератор для разделения (выпаривания). Для этого в Г подводится внешнее тепло $Q_В$ при температуре $T_В > T_С$. В результате разделения рабочий агент в виде пара идет в конденсатор, в котором происходит отвод тепла $Q_К$ к источнику $T_С$, а затем через Д2 идет в испаритель. В испарителе тепло $Q_Н$ отводится от НИТ к рабочему агенту при температуре $T_Н$.

Тепловой баланс:

$$Q_Н + Q_В = Q_А + Q_К \qquad (1)$$

Если потерь нет, то эксергетический баланс:

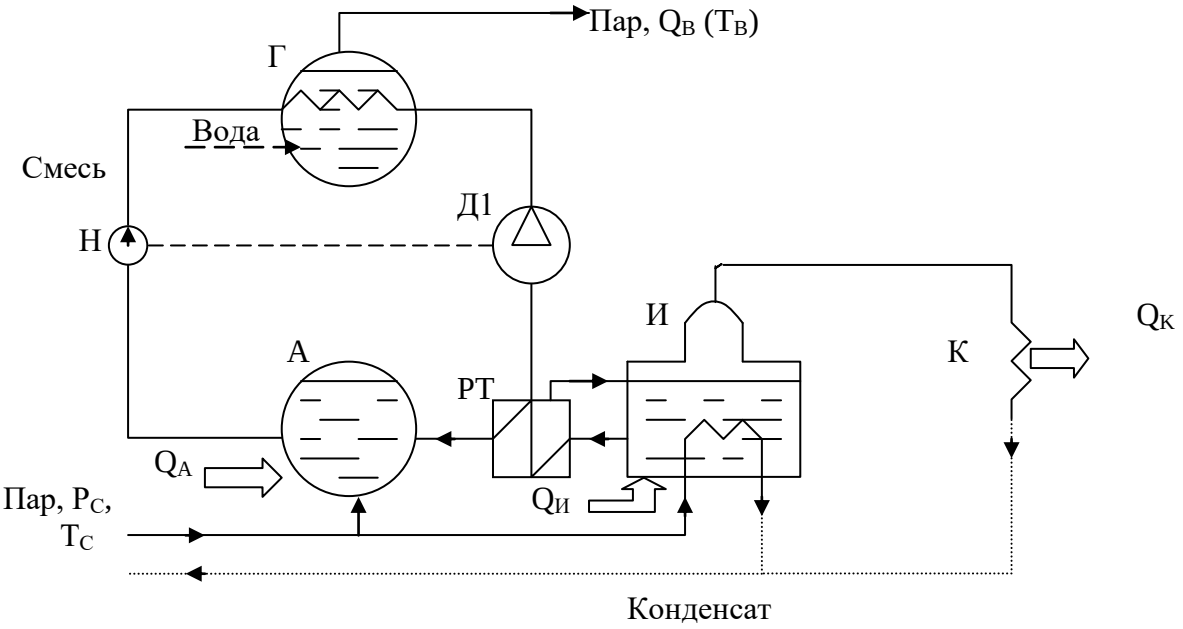
$$E_H + E_B = E_A + E_K \quad (2)$$

$Q_H \tau_H + Q_B \tau_B = (Q_H + Q_B) \tau_C$, где τ_i – коэффициент работоспособности. (3)

Удельные затраты энергии на производство холода:

$$Э_H = \frac{Q_B}{Q_H} = \frac{\frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C}}{\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_B}} \quad (4)$$

23. СХЕМА ИДЕАЛЬНОЙ АБСОРБЦИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ (РАСЩИПИТЕЛЬНАЯ СХЕМА)



Г – генератор;
РТ – регенеративный теплообменник.

Привод насоса – турбина (схема идеальная).

В абсорбер подводится водяной пар средних параметров P_C, T_C и абсорбент из испарителя И. В результате термохимической реакции образуется смесь с повышенной температурой.

Смесь поступает в генератор, где тепло смеси через поверхность нагрева отдается воде, в результате чего образуется пар с повышенной температурой $T_B > T_C > T_H$, который поступает к потребителю.

Отработанная смесь через Д и РТ направляется в испаритель для разделения. Отделение рабочего агента от абсорбента осуществляется за счет тепла потока пара средних параметров.

Тепловой баланс:

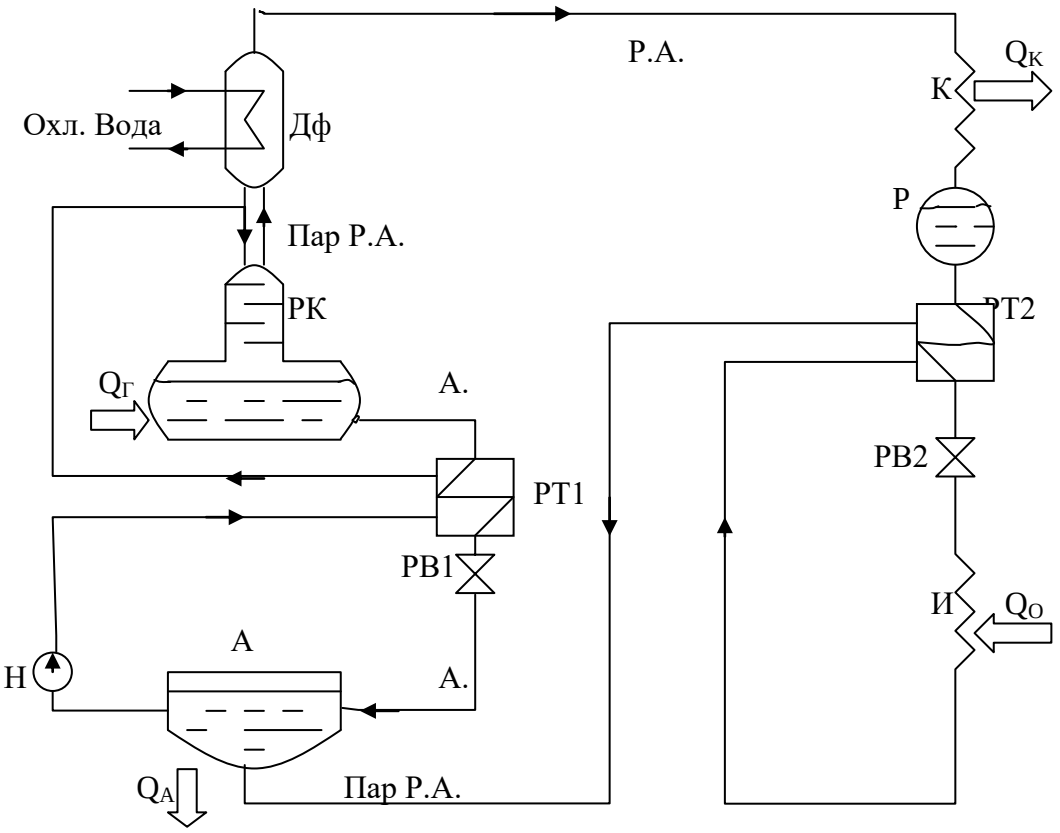
$Q_A + Q_И = Q_B + Q_K$

24. СХЕМА РЕАЛЬНОЙ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Основные отличия идеальной схемы от реальной:

1) детандеры заменены регулирующими вентилями;
2) для повышения эффективности разделения смеси на исходные компоненты в схему включены процесс ректификации и дефлегматор;
3) все процессы теплообмена протекают при конечных разностях температур, отличных от нуля;
4) для снижения потерь от дросселирования перед регулирующим вентилем устанавливают ОК или РТ.

Схема реальной одноступенчатой абсорбционной ХЛУ:



РК – ректификационная колонка;
Г – генератор;
Р – линейный ресивер;
Дф – дефлегматор.

Принцип работы: в абсорбере А смешиваются рабочий агент и абсорбент. В результате смешения выделяется тепло, которое отводится в окружающую среду. Образовавшаяся смесь насосом Н через РТ1 направляется в верхнюю часть РК. Далее она самотеком стекает через насадку или тарелки. Навстречу ей из Г выходит пар рабочего агента с примесью абсорбента. В результате

тепломассообмена между паровым и жидким потоками концентрация легкокипящего компонента (рабочий агент) в паровом потоке возрастает, а поток смеси за счет нагрева снижает концентрацию легкокипящего компонента. На выходе из РК концентрация рабочего агента составляет 85-90%. Для дальнейшей очистки пара рабочего агента в верхней части устанавливается дополнительный теплообменник – дефлектор. В дефлекторе циркулирует охлаждающая вода. За счет частичной конденсации рабочего агента из него выделяется флегма (остатки абсорбента), которая стекает в РК и далее в Г. На выходе из дефлектора концентрация рабочего агента составляет 98%.

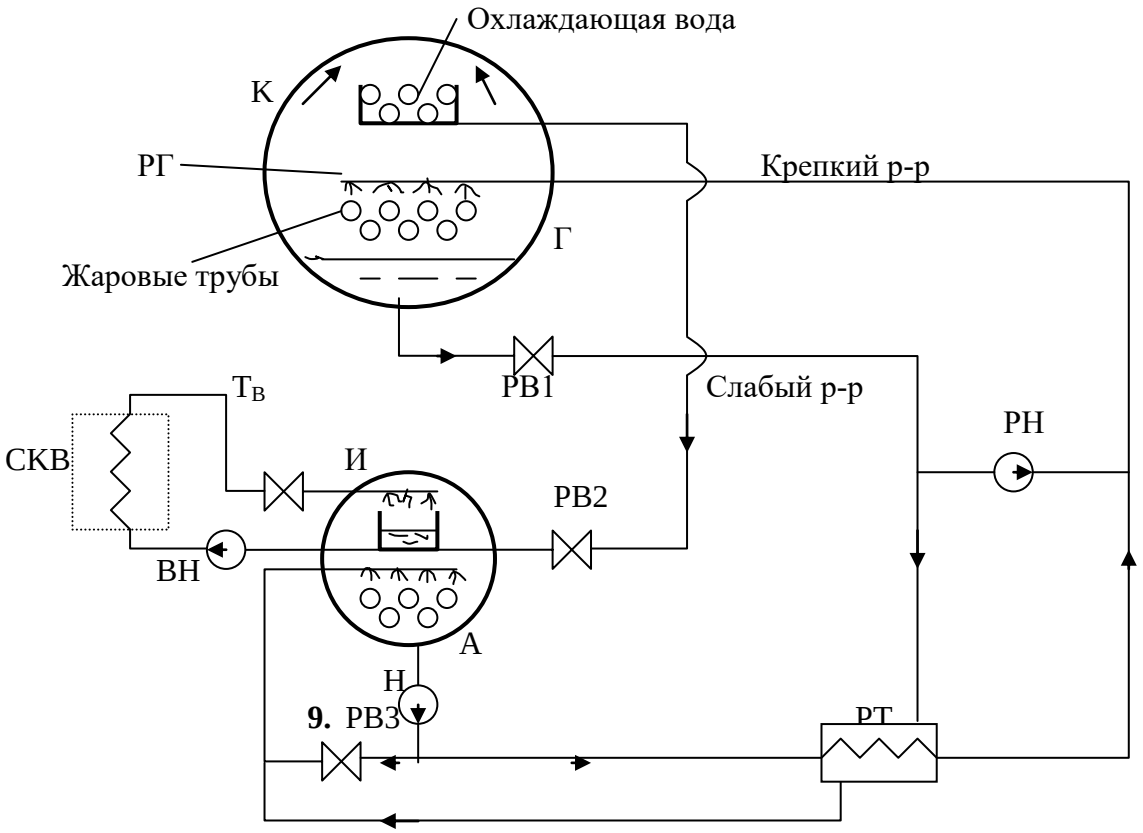
25. БРОМИСТО-ЛИТИЕВАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

В этих установках в качестве рабочего агента используется вода, а в качестве абсорбента – LiBr. Установки используются для получения холодного воздуха в системах СКВ с температурой 8-10 ^{0}С. Воздух охлаждается холодной водой, получаемой в испарителе абсорбционной установки (нижний корпус). ХЛУ состоит из двух корпусов. В верхнем цилиндрическом корпусе расположен генератор и конденсатор. В нижнем корпусе – испаритель и абсорбер.

В нижнем корпусе (И + А) поддерживается низкое давление в соответствии с заданной температурой охлаждающей воды t_O. Это разряжение, соответствующее 1,2 - 1,4 кПа, создается за счет сорбции бромистым литием водяных паров, образующихся при поступлении от потребителя теплой воды с температурой $t_B > t_O$. Смешение абсорбента и рабочего агента происходит в абсорбере, где слабый раствор, выходящий из Г, через РТ подается на распределительную гребенку абсорбера. Образовавшийся крепкий раствор из абсорбера насосом Н перекачивается через РТ в генератор для последующего его разделения. Выпаривание воды осуществляется за счет тепла продуктов сгорания или водяного пара, проходящих по жаровым трубам. Пар конденсируется в К, а затем поступает в испаритель.

Для увеличения плотности орошения трубных пучков абсорбера и генератора в схеме присутствует отвод крепкого раствора через вентиль РВ3, а в генераторе с помощью РН к крепкому раствору подмешивается слабый.

Схема установки:



ВН – водяной насос;
РН – рециркуляционный насос;
Н – насос для крепкого раствора;
РГ – распределительная гребенка.

26. АБСОРБЦИОННАЯ УСТАНОВКА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

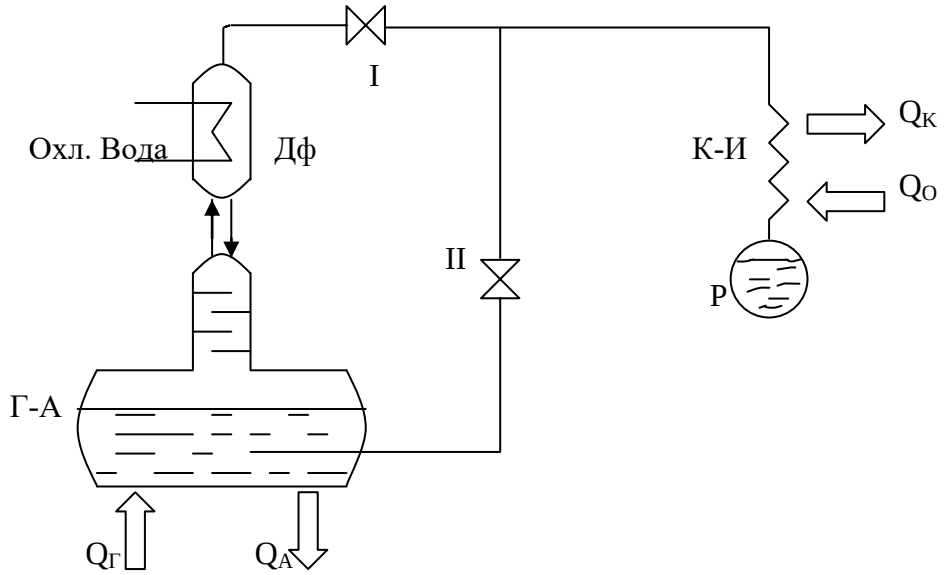
В тех случаях, когда нет необходимости непрерывной выработки холода, используют схемы периодической выработки. В этом случае функции генератора совмещены с функциями абсорбера, а функции конденсатора – с функциями испарителя.

Весь цикл работы делится на два этапа:

1) зарядка установки;
2) рабочий период.

Зарядка схемы идет 1…3 часа в сутки, а работа – 21…23 часа. Установка полностью автономная.

Схема установки:



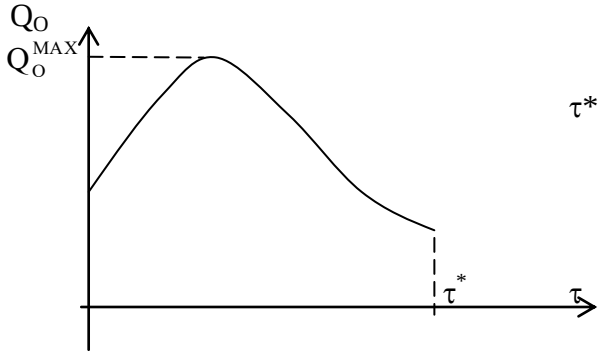
Р – линейный ресивер;
Дф – дефлегматор.

1. Зарядка.

Водоаммиачная смесь находится в генераторе. Вентиль I – открыт, а вентиль II – закрыт. К установке подводится внешний источник тепла. Пары аммиака, отделяясь и очищаясь в дефлегматоре, поступают в конденсатор, где, охлаждаясь под воздействием окружающей среды, сжижаются и собираются в ресивере. Процесс зарядки заканчивается фиксацией разделения водоаммиачного раствора. В ресивере – аммиак, в генераторе – вода. При этом давление во всех элементах схемы одинаково. Перед рабочим периодом оба вентиля закрыты, источник тепла отключается и от генератора отводится тепло $Q_А$ в окружающую среду. При охлаждении давление в абсорбере понижается относительно ресивера и конденсатора.

2. Рабочий период.

Рабочий период начинается с открытия венти-ля II. При этом давление передается из абсорбера в испаритель и при достижении им давления насыщения в испарителе жидкий аммиак начинает кипеть. Пары проходят через вентиль II, и происходит смешивание воды и аммиака.



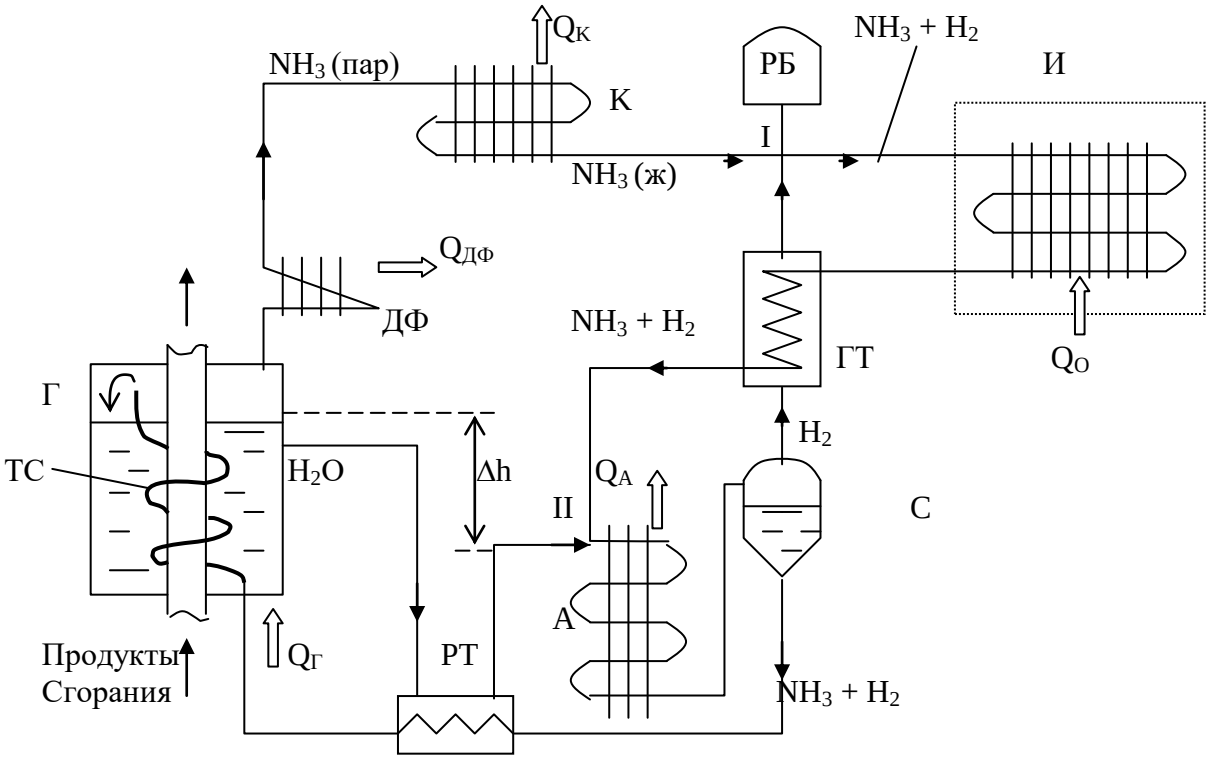
τ^* - время прекращения работы.

27. АБСОРБЦИОННО-ДИФФУЗИОННАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

В 1920-ых годах в Швеции была изобретена абсорбционная установка, где отсутствовали насосы для перекачки. При этом вместо двух компонентов в схему вводился газ – водород. Смешиваясь с потоком аммиака перед входом в испаритель, водород снижает парциальное давление рабочего агента (аммиака), тем самым снижая его температуру кипения.

Циркуляция жидких и газообразных потоков осуществляется за счет сил гравитации, т.е. разности плотностей.

На практике такие установки используются в качестве бытовых охлаждающих устройств с температурой охлаждения от –5 ^{O}C и выше.



ХШ – холодильный шкаф;
С – сепаратор;
ТС – термосифон;
ГТ – газовый теплообменник;
РТ – регенеративный теплообменник;
ДФ – дефлегматор;
РБ – расширительный бак.

При смешении аммиака и водорода парциальное давление аммиака уменьшается.

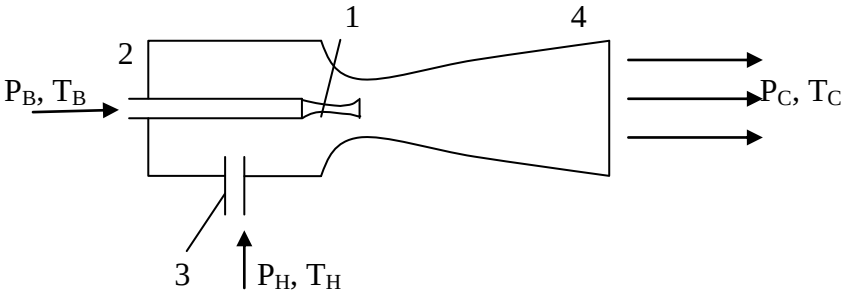
К генератору подводится по жаровой трубе источник тепла. Естественное движение жидкости в генераторе происходит за счет ТС, который представляет собой несколько витков тонких труб вокруг центральной жаровой трубы. Поскольку диаметр трубки небольшой, то она нагревается быстрее основной массы, и образующиеся пузырьки пара проталкивают перед собой порции жидкости, исполняя роль насоса.

В ректификаторе пар охлаждается и поступает в конденсатор. В точке I, смешиваясь с водородом, аммиак кипит в испарителе, т.к. его парциальное давление падает. Отработанная смесь из испарителя направляется в абсорбер, проходя через ГТ. Для обеспечения естественного тока абсорбер расположен ниже верхнего уровня жидкости в генераторе. В точке II происходит смешение всех компонентов, образующееся тепло реакции отводится в окружающую среду. Водород в сепараторе отделяется, а смесь аммиака и воды идет в генератор для последующего разделения.

28. СТРУЙНЫЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ

Различают две принципиальные схемы: повысительную и расщепительную. В первом случае к установке подводится рабочий поток с параметрами P_B, T_B, который осуществляет повышение потенциала тепла от уровня T_H на промежуточный средний уровень T_C, ближний к T_{OC}.

В схемах второго типа подводится рабочий поток с параметрами среднего потенциала P_C, T_C. Проходя через установку, часть его делится на высокий потенциал, а часть – низкий потенциал. Пример – вихревая труба. Роль компрессора в струйных ТТ выполняют струйные аппараты, называемые эжекторами или компрессорами.

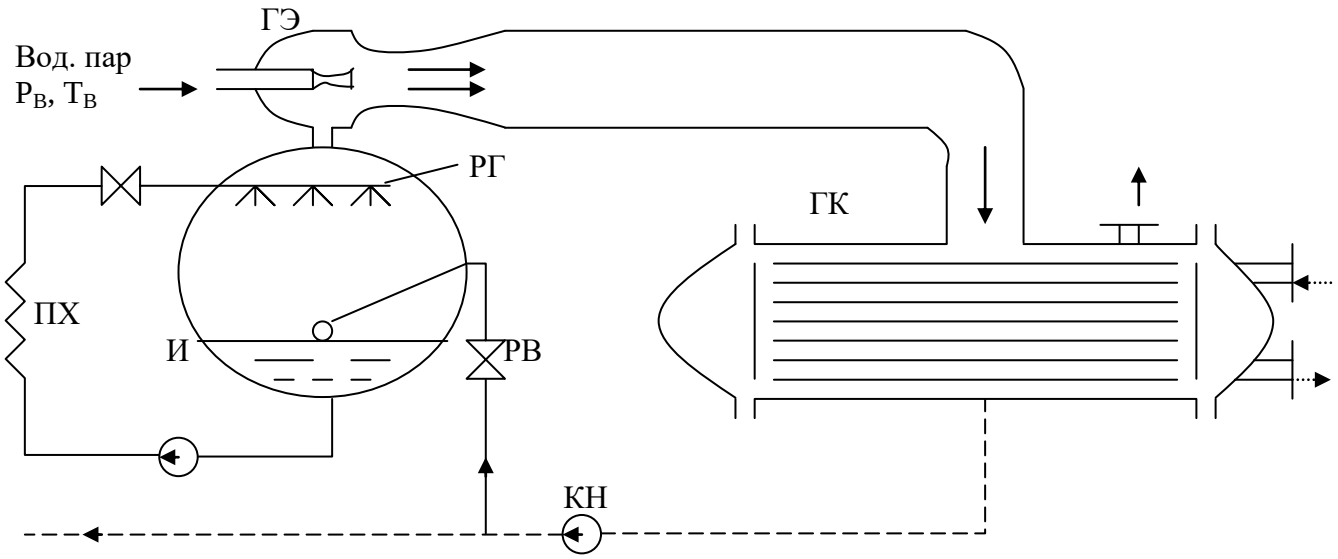


1 – сопловой аппарат;
2 – приемная камера;
3 – всасывающий патрубок;
4 – диффузор.

Струйный аппарат называется струйным компрессором, если степень повышения давления: $1{,}2 \le P_C / P_H \le 2{,}5$, а если $P_C/P_H > 2{,}5$ – эжектор.

29. ПАРОЭЖЕКТОРНАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

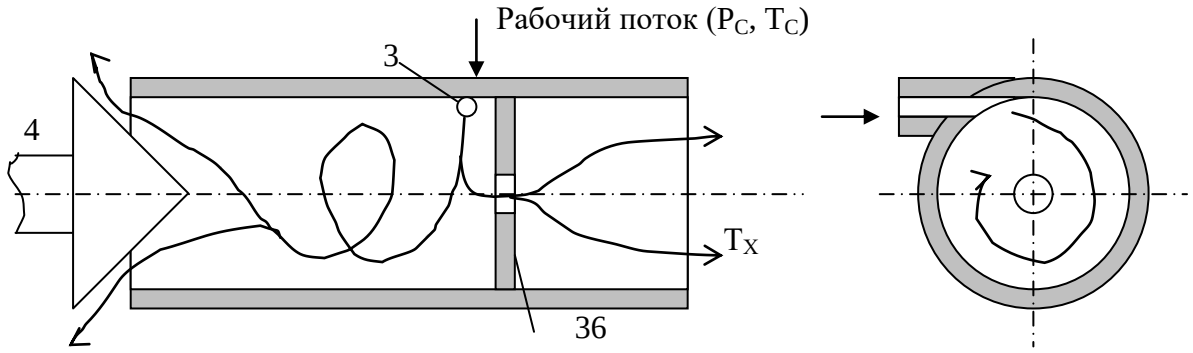
(ПОВЫСИТЕЛЬНАЯ СХЕМА)



ГЭ – главный эжектор; ПРУ – поплавковый регулятор уровня;
ХВН – холодноводный насос; ГК – главный конденсатор;
ПХ – потребитель холода; КН – конденсатный насос.

Функция эжектора – создавать разряжение в испарителе. Назначение: производство холодной воды для горячих цехов металлургического производства. За счет работы эжектора поддерживается разряжение, которое соответствует заданной температуре кипения t_0. Холодная вода насосом ХВН подается к потребителю, затем – в испаритель. Конденсат из ГК возвращается к источнику пароснабжения. Часть конденсата для восполнения потерь направляется в испаритель. Так как испаритель находится под разряжением, то внутрь испарителя поступают присосы атмосферного воздуха. Он ухудшает теплообмен в конденсаторе, поэтому он периодически удаляется вспомогательными эжекторами.

30. ВИХРЕВАЯ ТРУБА (РАСЩЕПИТЕЛЬНАЯ СХЕМА)



$T_Г$ 1 2

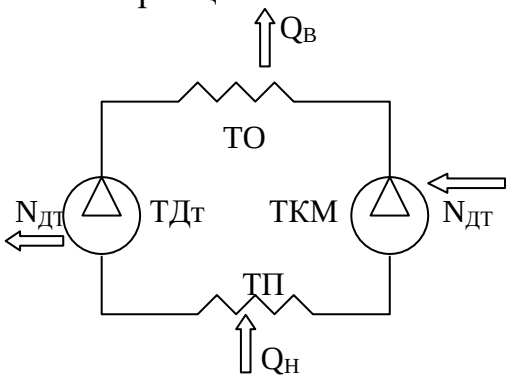
1- корпус (цилиндрическая труба);
2- диафрагма;
3- тангенциальное сопло;
4- регулирующий клапан.

Принцип работы:

К установке подводится сжатый поток воздуха с параметрами P_C, T_C. Поступая в тангенциальное сопло, поток разделяется на две части. Периферийная часть потока воспринимает тепло трения об трубу и энергию от центральных слоев и направляется через регулирующий клапан, а центральная часть потока направляется в противоположную сторону, где температура падает.

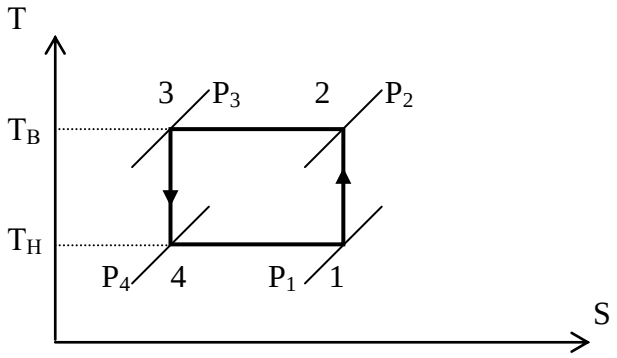
31. ГАЗОВЫЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ

Принципиальная схема:



ТО – теплоотдатчик;
ТП – теплоприемник.

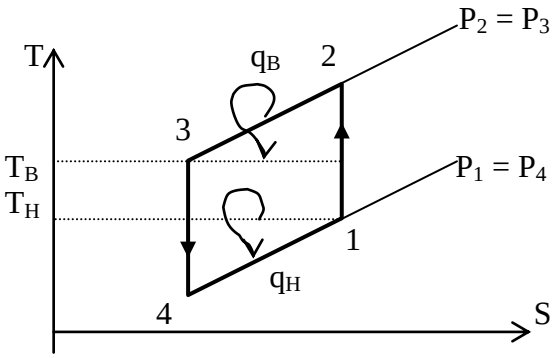
Цикл Карно:



1-2 – адиабатическое сжатие;

2-3 – изотермическое сжатие с отводом тепла ВИТ;
3-4 – адиабатическое расширение;
4-1 – изотермическое расширение с подводом тепла НИТ.

Цикл Джоуля:



Холодильный коэффициент для цикла Джоуля:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} = \frac{q_o}{l_{КМ} - l_{ДТ}} = \frac{C_P(T_1 - T_4)}{C_P(T_2 - T_1) - C_P(T_3 - T_4)}$$

Если C_P = const, тогда:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{T_1\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) - T_4\left(\frac{T_3}{T_4} - 1\right)}$$

Так как $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{K-1}{K}}$, то:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}} - 1 \Rightarrow \varepsilon = \frac{1}{\frac{T_2}{T_O}} - 1$$

Следовательно, ε не зависит от свойств хладагента, а зависит от максимальной температуры и температуры охладителя. Чем ниже максимальная температура T_2, тем выше холодильный коэффициент.

Степень термодинамического совершенства цикла:

$\eta_{TC} = \varepsilon\, \tau_H$, где τ_H – коэффициент работоспособности НИТ.

$\tau_н = \frac{T_{OC}}{T_O} - 1$, тогда

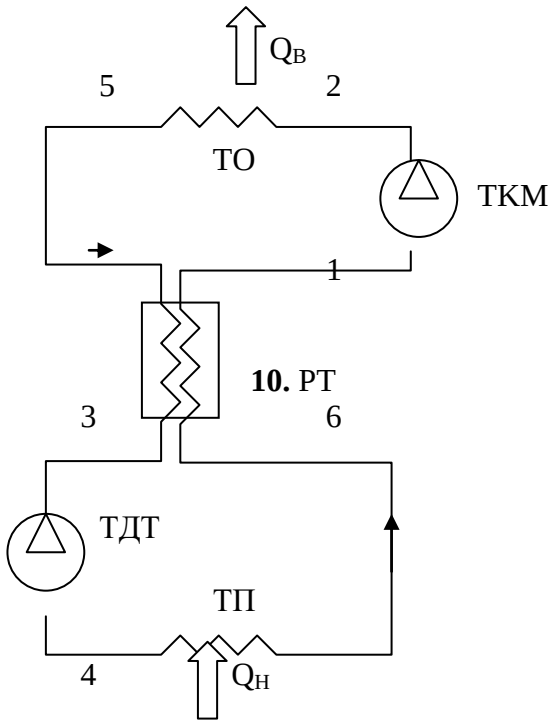
$$\eta_{TC} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_O} - 1}\left(\frac{T_{OC}}{T_O} - 1\right) = \frac{\frac{T_{OC}}{T_O} - 1}{\frac{T_2}{T_O} - 1}$$

Так как $T_{OC} < T_2$, то $\eta_{TC} < 1$

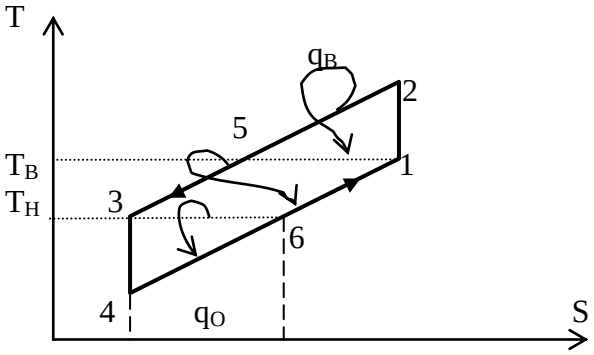
Для цикла Карно $\eta_{TC}^{K} = 1$

32. ГАЗОВЫЙ ЦИКЛ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ

Схема газового ТТ с регенерацией:

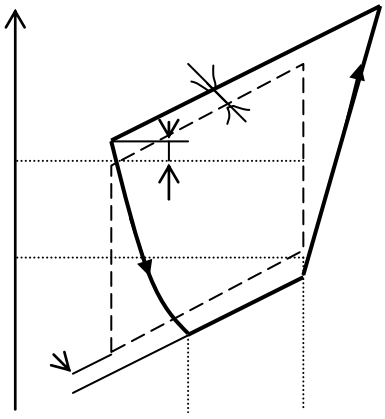


Цикл в Т-S – диаграмме:

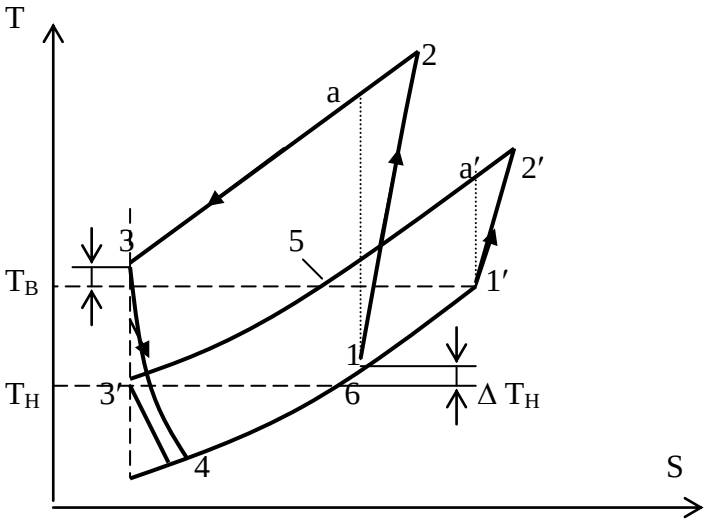


Регенерация – это использование внутренних энергетических ресурсов цикла. Этот цикл дает значительно меньшую потерю эксергии.

Реальный газовый цикл ТТ:



33. СРАВНЕНИЕ ПОТЕРЬ ЦИКЛОВ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ И БЕЗ РЕГЕНЕРАЦИИ



Увеличение работы ТКМ:

1. Цикл без регенерации

$\Delta L = L_Д - L_{ИД} = C_P(T_2 - T_1) - C_P(T_A - T_1)$

$L_Д = L_{ИД} / \eta_{ik,}$ где η_{ik} - внутренний индикаторный КПД.

$\Delta L = C_P(T_A - T_1) / \eta_{ik} - C_P(T_A - T_1) = C_P(T_A - T_1)(1/ \eta_{ik} - 1)$

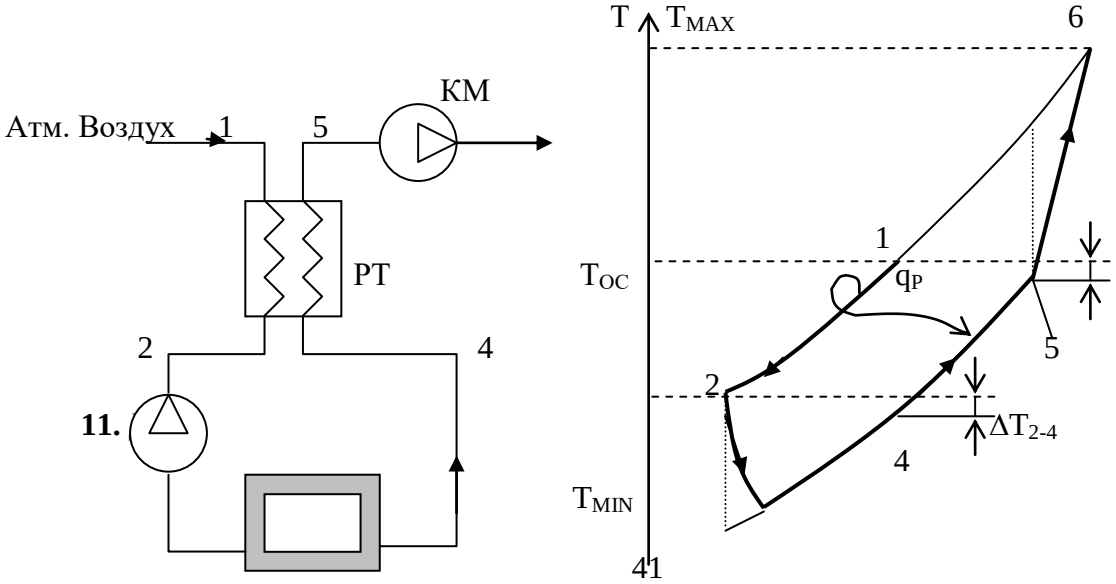
2. Цикл с регенерацией

$\Delta L^P = C_P(T_A^| - T_1^|)(1/ \eta_{ik}^| - 1)$, $\eta_{ik}^| \approx \eta_{ik}$

$\Delta L^P << \Delta L$, так как $(T_A - T_1) >> (T_A^| - T_1^|)$

34. ЦИКЛ ВАКУУМНОЙ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ

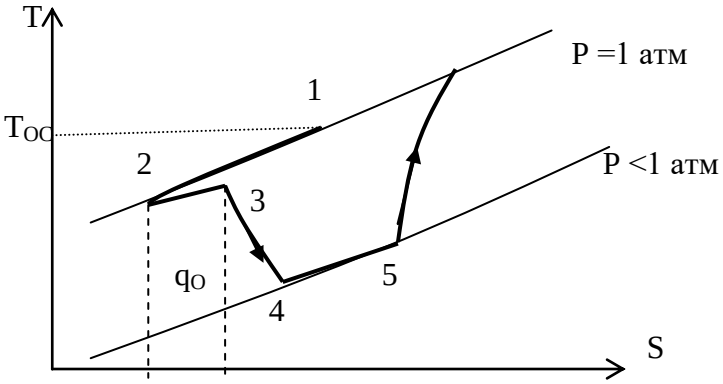
Схема цикла и его изображение в T-S – диаграмме:



3 3

ХК

В случае перестановки детандера за холодильную камеру, температурный режим будет выше, чем в первом случае.



2-3 – процесс в холодильной камере.

35. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОТИ ГАЗОВЫХ ЦИКЛОВ

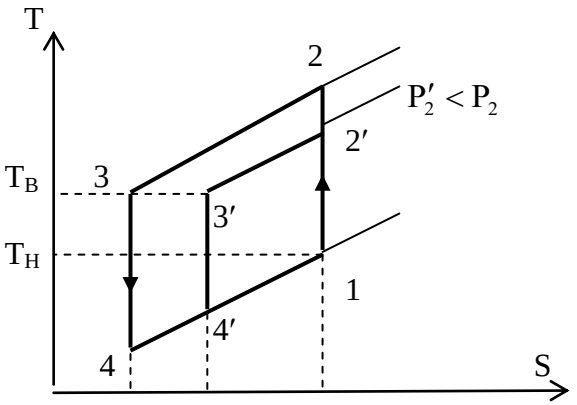
Существует два направления:

1) снижение максимальной температуры цикла («суженые» циклы);
2) многоступенчатое сжатие и расширение.

1. Снижение максимальной температуры цикла.

$\varepsilon = \dfrac{1}{\dfrac{T_2}{T_н} - 1}$ - холодильный коэффициент.

Цикл в T-S – диаграмме:

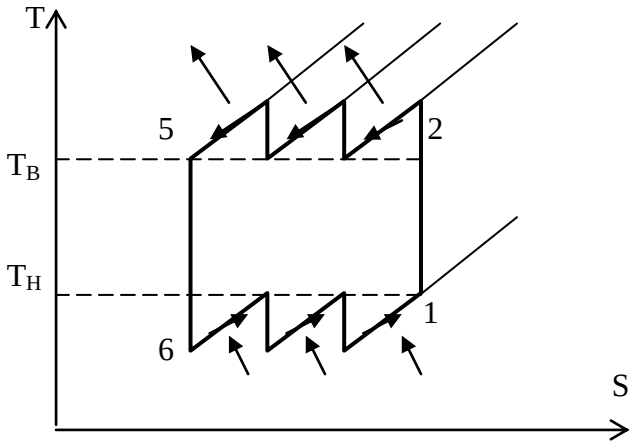


$T_2' < T_2 \Rightarrow \varepsilon' > \varepsilon \Rightarrow q_О' < q_О$

Так как $Q_O = G\ q_O = const$, где G – количество циркулирующего газа, то с уменьшением q_O должно увеличиваться G, что приводит к увеличению потребляемой электрической энергии.

2. Многоступенчатое сжатие и расширение.

Цикл в T-S – диаграмме для трехступенчатого сжатия и расширения:



Если $n \to \infty$, то цикл Джоуля трансформируется в цикл Карно.

Итак, в основе газовых процессов лежат два идеальных цикла Джоуля и Карно. В рассмотренных схемах за основу принимался цикл Джоуля – подвод и отвод тепла по изобарам. Все показатели реальных циклов меньше идеальных, а для увеличения показателей необходимо уменьшить ΔT.

Регенеративные схемы газовых ТТ имеют меньшую степень сжатия и расширения, следовательно, потери меньше, а эффективность выше.

36. ГАЗОЖИДКОСТНЫЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ

Чаще их называют криорефрижераторными установками (или системами). В отличие от парожидкостных термотрансформаторов, рабочее тело походит состояние не только пара и жидкости, но и газа.

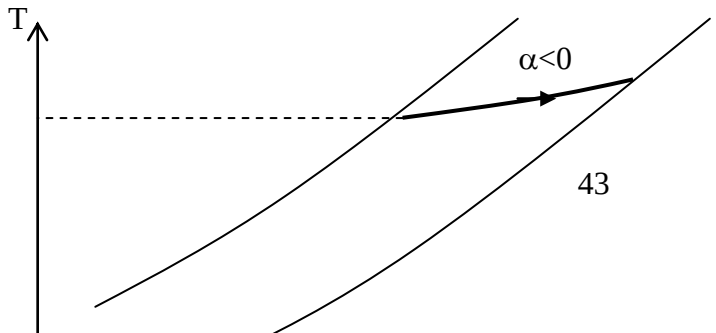
Температура кипения t_O = - 200…-250 ^OC.

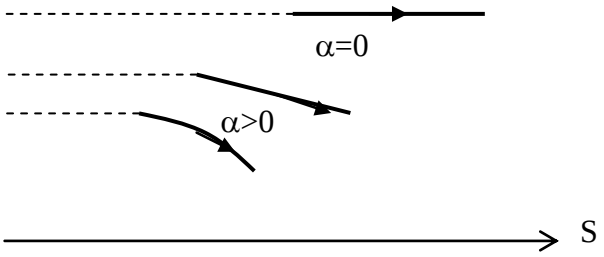
Рабочие тела: азот, аргон, гелий, кислород, углекислота.

Для газа имеют место неравенства: $T > T_{KP}$, $P > P_{KP}$.

Основной принцип работы газожидкостных ТТ основан на последовательном процессе глубокой регенерации и дросселирования.

Процесс дросселирования и его характеристики:





Основным показателем процесса дросселирования является эффект Джоуля – Томпсона или дроссель – эффект:

$$\alpha = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_i$$

Так как $\partial P < 0$, то возможны три варианта:

1) $\partial T > 0$, значит $\alpha < 0$;
2) $\partial T < 0$, значит $\alpha > 0$;
3) $\partial T = 0$, значит $\alpha = 0$.

Дроссель – эффект α зависит от начальной температуры и давления. Процесс 3 – 3′ называется инверсионным, он соответствует процессу идеального газа. А температура в этом случае называется температурой инверсии (зависит от рода газа):

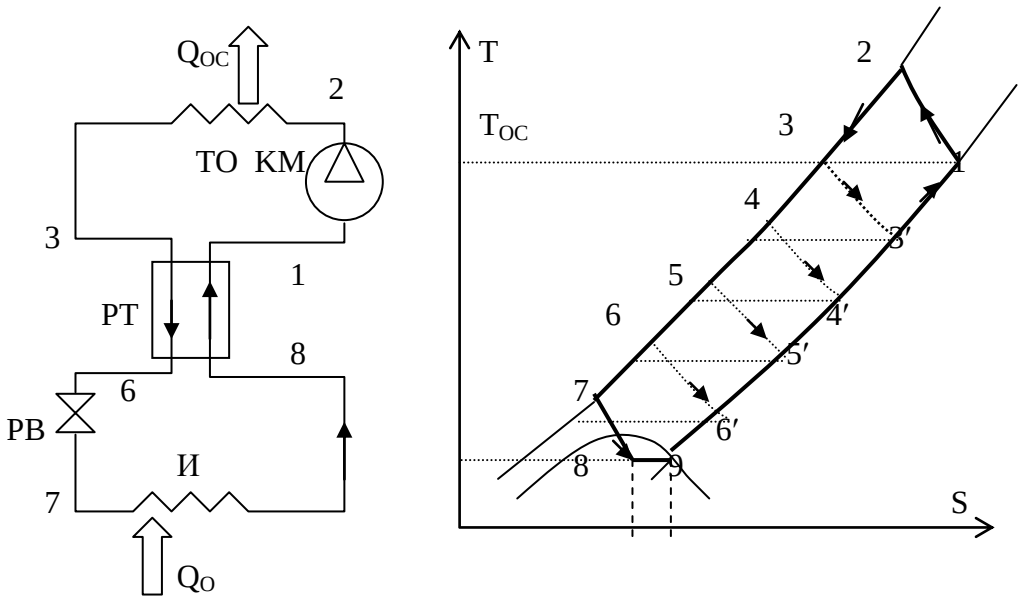
$T_3 = T_{ИНВ}$.

В обычных условиях для большинства технических газов $\alpha > 0$.

37. ЦИКЛ ЛИНДЕ

На основе этого цикла работают криорефрижераторные установки.

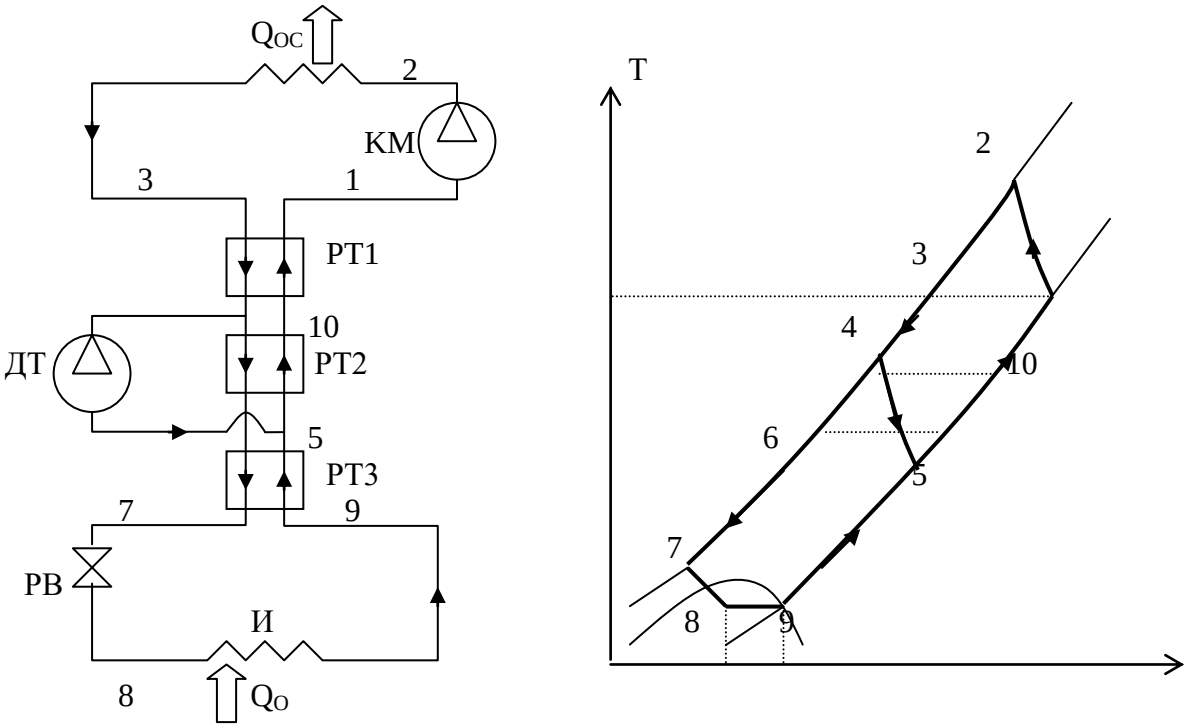
Схема цикла Линде и его изображение в T-S – диаграмме:



38. ЦИКЛ КЛОДА

Дополнительное охлаждение газа можно проводить не только с использованием внешнего охлаждения, но и с применением внутреннего охлаждения с помощью детандера. Преимущество таких процессов в том, что в них может использоваться в качестве рабочего тела часть охлаждаемого газа. Отсутствие дополнительных хладагентов позволяет значительно упростить установку.

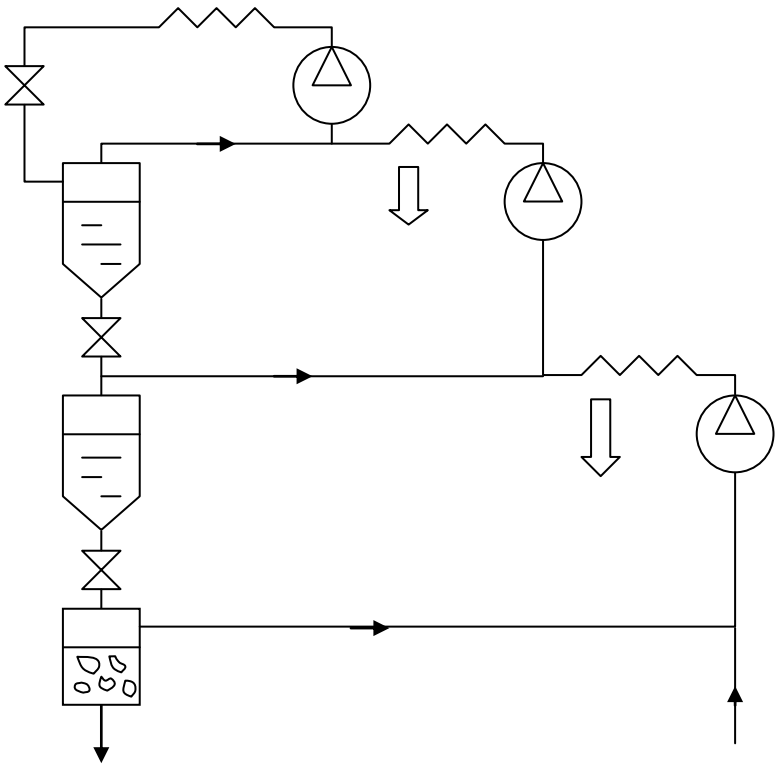
Принципиальная схема и изображение в T-S – диаграмме цикла Клода:



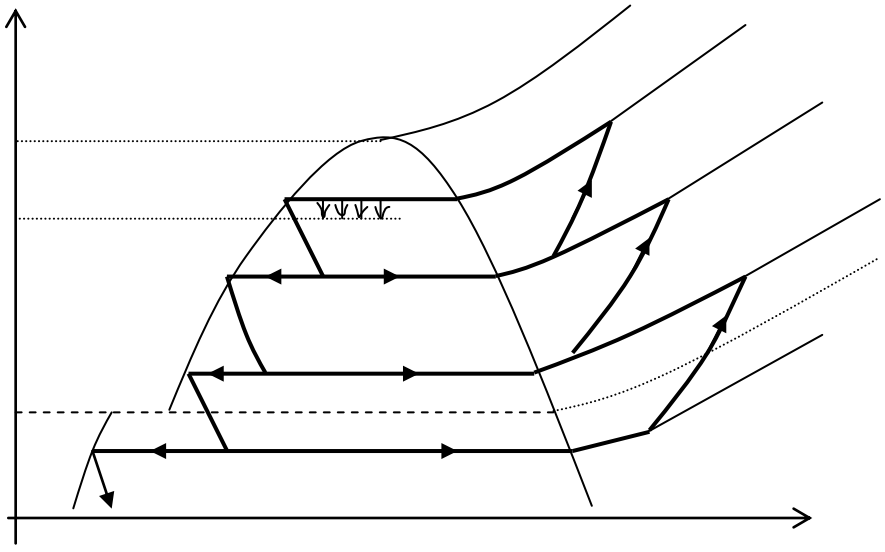
В схеме могут использоваться как поршневые, так и центробежные детандеры.

39. ОЖИЖЕНИЕ И ЗАМОРАЖИВАНИЕ ГАЗОВ

Газ в жидком состоянии более экономично хранить и транспортировать. Ожиженные и замороженные газы (O_2, N_2, CO_2, CH_4, H_2 и другие) находят широкое применение в качестве хладагентов как в промышленности, так и в для научно – исследовательских работ. Например, в пищевой промышленности используется замороженный газ CO_2, который называется ”сухой лед”.
Схема трехступенчатой углекислотной установки для производства ”сухого льда”:



ГСЛ – генератор “сухого льда”.



Установки для ожижения технических газов работают по тем же принципам, что и газожидкостные термотрансформаторы (циклы Линде, Клода), за исключением того, что эти циклы разомкнуты (они называются квазициклы или процессы).

Учебно-методическое обеспечение практических занятий по дисциплине

ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

Методические рекомендации для практических работ включают:

1. примеры решения задач;
2. комплект задач для самостоятельного решения;

ПРИМЕР РАСЧЁТА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОНДЕНСАТОРА С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Цель расчёта – определение коэффициента теплопередачи, плотности теплового потока и площади поверхности аппарата.

1.1 Последовательность расчёта

Исходные данные для расчёта

Тепловая производительность конденсатора Q, Вт…….30000

Температура воздуха на входе в конденсатор t_{B1}, ^0C ….……20

Температура воздуха на выходе из конденсатора t_{B2}, ^0C ……22

Температура насыщения хладагента R22……. t_K, ^0C ……35

Размеры медной трубы:

- внутренний диаметр d_{BH},мм…….……10

-диаметр по основанию рёбер d_H,мм……..14

Параметры оребрения:

- оребрение пластинчатое
- толщина ребра δ_P, мм…….…..5
- шаг ребра S_P,мм…….3

Параметры пучка

-пучок шахматный

-поперечный шаг (горизонтальный) S_Γ,мм……0,2

-продольный (вертикальный) шаг S_B,мм……0,2

1. Определение средней логарифмической разности температур (среднего логарифмического температурного напора):

$$\theta_m = \frac{t_{B2} - t_{B1}}{\ln\left(\frac{t_H - t_1}{t_H - t_2}\right)} = \frac{22 - 20}{\ln\left(\frac{35 - 20}{35 - 22}\right)} = 13{,}444\,^0C$$

2. Определение коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности трубы: Для этого определяем среднюю температуру воздуха:

$$\bar{t}_B = t_K - \theta_m = 35 - 13{,}444 = 21{,}556\,^0C$$

Затем по таблицам определяем теплофизические свойства воздуха для этой температуры – массовую изобарную теплоёмкость и плотность :

Изобарная массовая теплоёмкость воздуха и плотность воздуха:

$$c_P = 1006\,\frac{Дж}{кг \cdot К}, \rho_B = 1{,}29\,\frac{кг}{м^3}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от воздуха к основной поверхности трубы принимаем скорость воздуха $w_B = 10\,\frac{м}{с}$ и используем уравнение Мэцумуры и Удзухаси для шахматных пучков с пластинчатым оребрением:

$$\alpha_B = 18 \cdot w_B^{0,578} = 68{,}120\,\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

3. Определим частный коэффициент теплопередачи к внутренней поверхности трубы по уравнению:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{d_{BH}}{d_B} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} \cdot \frac{d_{BH}}{d_{CP}}},$$

Здесь δ_{CT} - толщина стенки трубы, определяется по формуле:

$$\delta_{CT} = \frac{1}{2}(d_H - d_{BH}) = \frac{1}{2}(14 - 10) = 2\,мм;$$

$\lambda_{CT} = 384\,\frac{Вт}{м \cdot К}$ - теплопроводность материала трубы (медь);

d_{CP} - средний диаметр трубы, определяем по уравнению:

$$d_{CP} = \frac{1}{2}(d_H + d_{BH}) = \frac{1}{2}(14 + 10) = 12\,мм$$

Тогда вычислим частный коэффициент теплопередачи к внутреннией поверхности трубы:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{68{,}120} \cdot \frac{0{,}01}{0{,}014} + \frac{0{,}002}{384} \cdot \frac{0{,}01}{0{,}012}} = 95{,}328\,\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

4. Определим коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента.

Из таблиц приложения находим теплофизические свойства фреона R22 для температуры конденсации $t_K = 35^0 C$:

$$\lambda_a = 0{,}082775\,\frac{Вт}{м \cdot К}; \qquad r_a = 172536\,\frac{Дж}{кг};$$

$$\rho_a = 1149,43 \frac{Вт}{м \cdot К}; \qquad \mu_a = 0,0001894\ Па \cdot с.$$

Для определения коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента используем следующие формулы:

Параметр расчёта B, связывающий теплофизические свойства фреона и размер внутреннего диаметра медной трубы:

$$B = \sqrt[4]{\frac{r_a \cdot \rho_a^2 \cdot \lambda_a^3}{\mu_a \cdot d_{BH}}} = \sqrt[4]{\frac{172536 \cdot 1149,43^2 \cdot 0,082775^3}{0,0001894 \cdot 0,01}} = 2873,22$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента определяется уравнением:

$\alpha_a = 0,5081 \cdot B^{1,15} \cdot \theta_a^{-0,1375}$

5. Определим тепловые потоки от хладагента и воздуха:

Тепловой поток от хладагента определяется уравнением:

$$q_\alpha = \alpha_a \cdot \theta_a$$

После подстановки выражения коэффициента теплоотдачи из п.4, получаем уравнение:

$$q_a = 0,5081 \cdot B^{1,15} \cdot \theta_a$$

Для построения графика зависимости $q = f(\theta_a)$ получим расчётное уравнение, после подстановки численного значения параметра B:

$$q_a = 0,5081 \cdot 2873,22^{1,15} \cdot \theta_a^{0,8625} = 4820,29 \cdot \theta^{0,8625}$$

Тепловой поток от воздуха определяется уравнением:

$$q_B = K_1 \cdot (\theta_m - \theta_a)$$

После подстановки численных значений, получим расчётное уравнение, для построения графика зависимости $q = f(\theta_a)$:

$$q_B = 95,328 \cdot (13,44 - \theta_a)$$

6. Использование графоаналитического метода для нахождения среднего логарифмического температурного напора θ_a:

Построим графики функций $q = f(\theta_a)$ по уравнениям из п.5

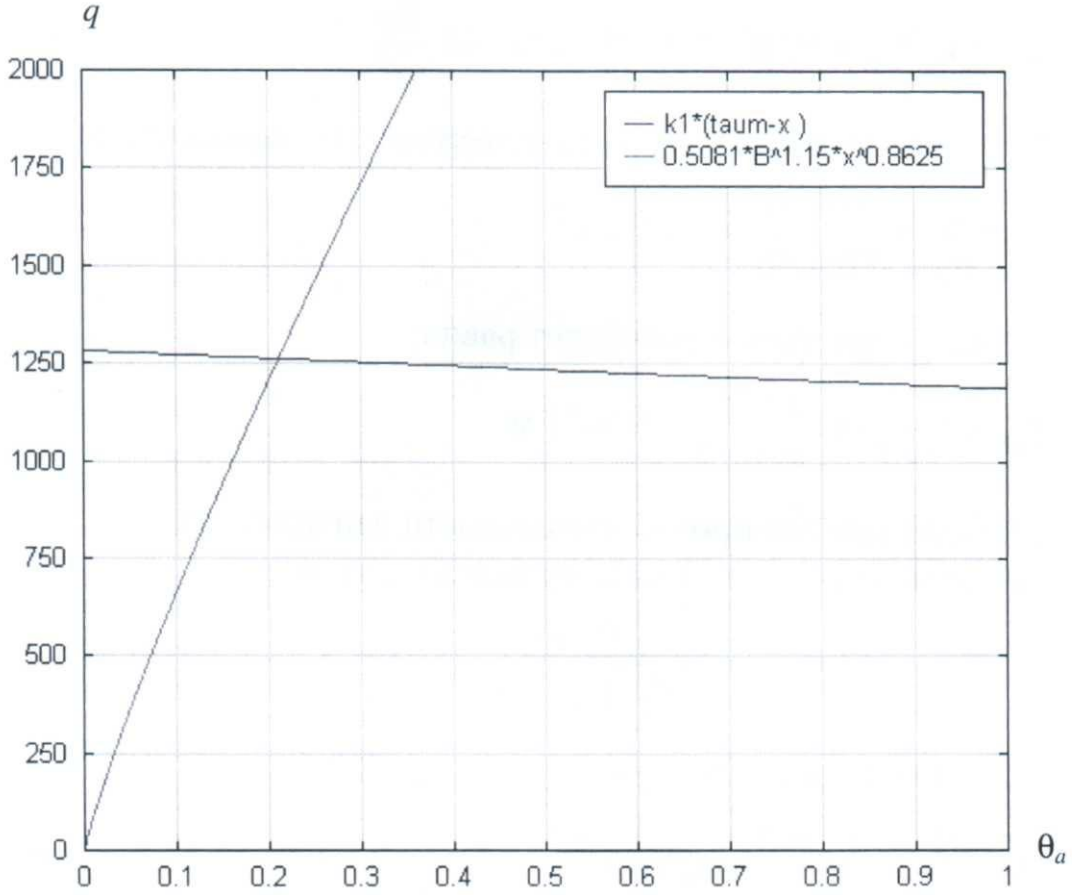


Рисунок 2 - График функций $q = f(\theta_a)$

Проведём расчёт по уравнению удельного теплового потока от хладагента. Для этого задаёмся значениями $\theta_a = 0;0,1;0,15;0,2;0,25;0,3;0,35$, проводим расчёт.

$$q_a = 0;661,56;938,53;1202,85;1458,13;1706,44;1949,09$$

Составляем таблицу 1 по полученным данным.

Таблица 1

θ_a	0	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,39
q_a	0	661,56	938,53	1202,85	1458,13	1706,44	1949,09	2139,77

Проводим расчёт удельного теплового потока от воздуха.

Задаёмся значениями средней логарифмической разности температур:

$$\theta_a = 0;0,1;0,2;0,5;0,8;1,0$$

Проводим расчёт удельного теплового потока:

$$q_B = 1281,2;1271,68;1262,14;1233,54;1204,95;1185,88$$

Данные заносим в таблицу 2.

Таблица 2

θ_a	0	0,1	0,2	0,5	0,8	1,0
q_B	1281,2	1271,68	1262,14	1233,54	1204,95	1185,88

Построим графики функций удельного теплового потока от хладагента и воздуха: $q = f(\theta_a)$. Точка пересечения графиков позволяет определить средний логарифмический напор. Принимаем $\theta_a = 0{,}21.$

7. Расчёт общего коэффициента теплопередачи:

Предварительно определим коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента:

$$\alpha_a = 0{,}5081 \cdot B^{1{,}15} \cdot \theta_a^{-0{,}1375} = 0{,}5081 \cdot 2873{,}22^{1{,}15} \cdot 0{,}21^{-0{,}1375} = 5974{,}03 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Тогда проведём расчёт общего коэффициента теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{d_{ВН}}{d_H} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} \cdot \frac{d_{ВН}}{d_{СР}} + \frac{1}{\alpha_a}} = \frac{1}{\frac{1}{68{,}120} \cdot \frac{0{,}01}{0{,}014} + \frac{0{,}002}{384} \cdot \frac{0{,}01}{0{,}012} + \frac{1}{5974{,}03}} = 93{,}831 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

8. Окончательный расчёт удельного теплового потока:

$$q_f = K\theta_m = 93{,}831 \cdot 10{,}49 = 1261{,}48 \frac{Вт}{м^2}$$

9. Определение необходимой поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{q_f} = \frac{30000}{1261{,}48} = 23{,}781 м^2$$

Тогда общая длина труб будет равна:

$$L_{ОБ} = \frac{F}{\pi \cdot d_H} = \frac{23{,}781}{3{,}14 \cdot 0{,}014} = 540{,}71 м$$

10. Определение производительности вентилятора:

Предварительно вычислим массовоый расход воздуха через вентилятор

$$G_B = \frac{Q}{c_{PB} \cdot (t_{B2} - t_{B1})} = \frac{30000}{1006\,(22 - 20)} = 9{,}9403 \, кг/с$$

Объёмный расход воздуха:

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B} = \frac{9{,}9403}{1{,}29} = 7{,}7057 \, \frac{м^3}{с}$$

11. Определение геометрических характеристик конденсатора:

Площадь живого сечения, соответствующая принятой скорости воздуха:

$$f_{Ж.С.} = \frac{V_B}{w_B} = \frac{7{,}7057}{10} = 0{,}7704 \, м^2$$

Площадь живого сечения, приходящаяся на 1 метр трубы принятого пучка:

$$f_{1М} \approx S_Г - d_H = 0{,}02 - 0{,}012 = 0{,}006 м$$

Исходя из вычисленных величин, необходимо иметь общую длину труб в первом слое:

$$l' = \frac{f_{ж.с.}}{f_{1м}} = \frac{0{,}7705}{0{,}006} = 128{,}43 м$$

Пусть длина одной трубы l = 2 м, тогда общее количество труб:

$$n = \frac{L}{l} = \frac{540{,}71}{2} = 270$$

При этом поперёк движения воздуха нужно разместить

$n_Г = \frac{l'}{2} = \frac{128{,}43}{2} = 67$ труб, а вдоль движения воздуха нужно разместить

$n_В = \frac{n}{n_Г} = \frac{270}{67} = 4$ трубы

Таким образом, пучок компонуется из 4 по глубине секций, по 67 труб в каждой, с длиной одной трубы 2 м.

ЗАДАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ ПО РАСЧЁТУ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦИКЛОВ

Задачи по расчету холодильных циклов

Задача 1.

Воздушная холодильная машина работает в интервале температур между температурой охлаждемого пространства $t_3 = -10^0 C$ и температурой среды (конденсатора) $t_1 = 20^0 C$. Известны:давления $p_1 = 0{,}4 МПа$, $p_2 = 0{,}1 МПа$. В цикле участвует 1 кг воздуха. Определить количество тепла, отнимаемого у охлаждаемого пространства, необходимую затрату работы и количество подводимого к конденсатору тепла. Определить холодильный коэффициент. Схема установки и T, s - диаграмма приведены на рисунке 3.

Дано:

$T_3 = -10 + 273 = 263 К$

$T_1 = 20 + 273 = 293 К$

$p_1 = 0{,}4 \cdot 10^6 Па$

$p_2 = 0{,}1 \cdot 10^6 Па$

к=1,4

найти:

$q_1 = ?$

$q_2 = ?$

$\varepsilon = ?$

$l_Ц = ?$

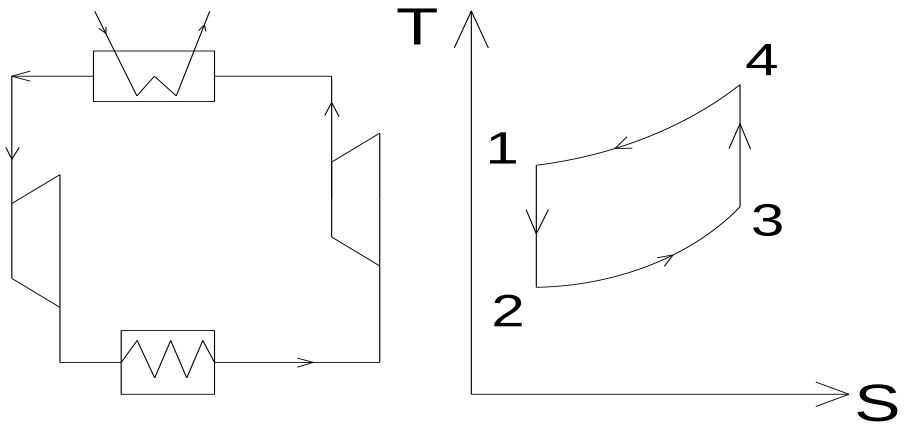


Рисунок 3 – Схема установки и T,s-диаграмма

Решение:

1. Определим холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{1}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{0{,}4}{0{,}1}\right)^{0{,}286} - 1} = 2{,}06$$

2. Воздух сжимается в компрессоре, поэтому определим температуру цикла T_4 в конце сжатия по уравнению связи пареметров адиабатного процессы:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \text{ отсюда } T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 263 \cdot 4^{0{,}286} = 391K \ (118^0 C$$

Сжатый воздух проходит через охладитель, и его температура уменьшается от 118 до $20^0 C$

3. Воздух расширяется в детандере и температура его падает. Определим температуру воздуха T_2 на входе в холодильную камеру.

Процесс расширения адиабатный, поэтому воспользуемся уравнением связи параметров адиабатного процесса:

$$\frac{T_2}{T_1} = (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, тогда T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 293 \cdot \left(\frac{0{,}1}{0{,}4}\right)^{0{,}286} = 197K \text{ или } -76^9 C$$

4. Определим количество теплоты, отнятой в холодильной камере:

$$q_2 = c_P \cdot (t_3 - t_2) = 1{,}004 \cdot (-10 - (-76)) = 66{,}26 \frac{кДж}{кг}$$

где $c_p = 1{,}004 \frac{кДж}{кг \cdot K}$ - изобарная массовая теплоёмкость воздуха

5. Определим работу цикла с помощью уравнения холодильного коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_ц}, l_ц = \frac{q_2}{\varepsilon} = \frac{66{,}26}{2{,}06} = 32{,}17 \frac{кДж}{кг}$$

6. Определим количество тепллоты, подводимой к

конденсатору:

$$q_1 = q_2 + l_Ц = 66{,}26 + 32{,}17 = 98{,}43 \frac{кДж}{кг}$$

Для индивидульного решения выбираем данные из таблицы 4.

Таблица 4

№ по порядку	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Параметры для расчета										
$t_3, {}^0C$	-20	-22	-19	-18	-25	-23	-24	-21	-19	-29
$t_1, {}^0C$	23	25	24	27	21	24	26	28	29	30
$p_2, МПа$	0,095	0,098	0,097	1,0	1,01	1,02	0,099	0,098	0,097	1,0
$p_1, МПа$	0,41	0,45	0,50	0,42	0,46	0,44	0,48	0,43	0,47	0,49
№ по порядку	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Параметры для расчета										
$t_3, {}^0C$	-28	-27	-11	-16	-15	-17	-13	-14	-12	-19
$t_1, {}^0C$	22	31	29	28	27	26	25	24	23	26
$p_2, МПа$	1,01	1,02	0,099	0,098	0,097	1,0	1,01	1,02	1,0	0,099
$p_1, МПа$	0,32	0,33	0,34	0,36	0,37	0,38	0,35	0,39	0,42	0,43

Задача 2.

Тепло, отнимаемое за час от охлаждаемого пространства (холодопроизводительность) холодильной машиной, работающей согласно предыдущей задаче, составляет $Q_2 = 418{,}7$ МДж. Определить мощность, потребляемую машиной,массовый расход воздуха, мощность компрессора и детандера. Сравнить холодильный коэффициент цикла с холодильным коэффициентом цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур.

Решение:

1. Из предыдущей задачи известен холодильный коэффициент $\varepsilon = 2{,}06$. Так как известна холодопроизводительность, то можно определить работу цикла:

$\varepsilon = \frac{Q_2}{L_Ц}$, отсюда работа цикла будет:

$$L_Ц = \frac{Q_2}{\varepsilon} = \frac{418{,}7 \cdot 10^6}{2{,}06} = 203{,}3 МДж/ч$$

2. Определим мощность холодильной машины

$$N = \frac{L_Ц}{\varepsilon} = \frac{203{,}3 \cdot 10^6}{3600} = 56{,}5 кВт$$

3. Определим массовый расход воздуха, используемое холодильной машиной:

Количество теплоты, отнимаемое холодильной машиной, связано с расходом воздуха уравнением:

$Q_2 = G \cdot c_P (T_3 - T_2)$, где $c_p = 1{,}004 \frac{кДж}{кг \cdot К}$ - изобарная массовая теплоемкость воздуха.

Тогда расход воздуха определится уравнением:

$$G = \frac{Q_2}{c_P \cdot (T_3 - T_2)} = \frac{418{,}7 \cdot 10^6}{1{,}004 \cdot 10^3 (263 - 197)} = 6344 \frac{кг}{ч} = 1{,}76 \frac{кг}{с}$$

4. Определим мощность компрессора:

Мощность компрессора определим по уравнению:

$$N_K = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_3 \cdot G \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot 287 \cdot 263 \cdot 1{,}75 \cdot \left[\left(\frac{0{,}4}{0{,}1} \right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1 \right] = 226 кВт$$

Где k = 1,4 –показатель адиабаты воздуха;

R = 287 $\frac{Дж}{кг \cdot К}$ - газовая постоянная воздуха

5. Определим мощность детандера:

Мощность детандера определяется уравнением:

$$N_d = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{2.} \cdot G \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot 287 \cdot 197 \cdot 1{,}75 \left[\left(\frac{0{,}4}{0{,}1} \right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1 \right] = 169{,}5 кВт$$

Проверка: $N = N_k - N_d$; 226 – 169,5 = 56,5 кВт

6. Сравним холодильный коэффициент цикла воздушной холодильной машины с холодильным коэффициентом цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур:

Воспользуемся уравнением холодильного коэффициента цикла Карно:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 _ T_2} = \frac{263}{293 - 263} = 8{,}76$$

Для индивидуальног решения выбираем данные из таблицы 5.

Таблица 5

№ варианта / показатель	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, Мдж/ч	300,5	420,9	314,2	413,8	416,9	325,3	432,4	305,1	409,7	404,6
№ варианта / показатель	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Q, Мдж/ч	332,1	418,3	404,4	326,8	423,1	358,4	392,5	489,3	933,6	489,2

Задача 3.

От охлаждаемого продукта необходимо отнимать 418,7 МДж/ч теплоты при температуре - $20\,^0C$. Какое количество теплоты надо сообщать охладителю, имеющему

температуру $+15^0C$.Определить также холодильный коэффициент.

Дано:
$Q_2 = 418{,}7 Мдж/ч$
$T_2 = -20 + 273 = 253 K$
$T_1 = 15 + 273 = 288 K$
Найти:
$L_Ц - ? Q_1 - ? \varepsilon - ?$

Решение:

1. Определим холодильный коэффициент, так как заданы температуры горячего и холодного источника:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{253}{288 - 253} = 7{,}23$$

2. Определим работу цикла по известной величине холодильного коэффициента, так как холодильный коэффициент определяется также уравнением:

$\varepsilon = \frac{Q_2}{L_Ц}$, тогда работа цикла

$$L_Ц = \frac{Q_2}{\varepsilon} = \frac{418{,}7 \cdot 10^{63}}{7{,}23} = 57{,}9 МДж/ч$$

3. Определим количество теплоты, которое передается охладителю (горячему источнику теплоты):

$$Q_1 = Q_2 + L_Ц = 418{,}7 + 57{,}9 = 476{,}61 МДж/ч$$

Для самостоятельного решения выбираем данные из таблицы 6.
Таблица 6

№ по порядку / параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_2, МДж/ч$	400	350	420	335	115	446	332	407	313	438
$t_2, ^0C$	-26	-25	-16	-18	-19	-17	-21	-23	-24	-24
$t_1, ^0C$	18	20	22	24	26	28	30	32	19	21
№ по порядку / параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$Q_2, МДж/ч$	302	424	342	428	333	418	327	444	315	410
$t_2, ^0C$	-22	-30	-15	-20	-26	-27	-32	-29	-33	-23
$t_1, ^0C$	23	25	27	29	33	31	19	20	23	26

Задача 4.

Воздушная холодильная машина должна обеспечить температуру в охлаждаемом помещении $t_{охл} = -5^0C$ при температуре окружающей среды $t = 20^0C$. Холодопроизводительность машины 837,4 МДж/час. Давление воздуха на выходе из

компрессора составляет 5 кгс/$см^2$; в холодильной камере 1 кгс $1^{кгс}/_{см^2}$. Определить мощность двигателя для привода машины, расход воздуха, холодильный коэффициент и количество тепла, передаваемое окружающей среде. Подсчитать холодильный коэффициент машины, работающей по циклу Карно в том же интервале температур. Представить цикл в T, s - диаграмме.

Примечание: Холодопроизводительность холодильной машины – количество теплоты, отбираемое от охлаждаемого объекта в единицу времени (измеряется в кДж/час или кВт).

Дано:

$Q_2 = 837,4 МДж/час$

$p_1 = 5 \cdot 10^5 Па$

$p_2 = 1 \cdot 10^5 Па$

$T_3 = -5 + 273 = 268 K$

$T_1 = 20 + 273 = 293 K$

$\kappa = 1,4$

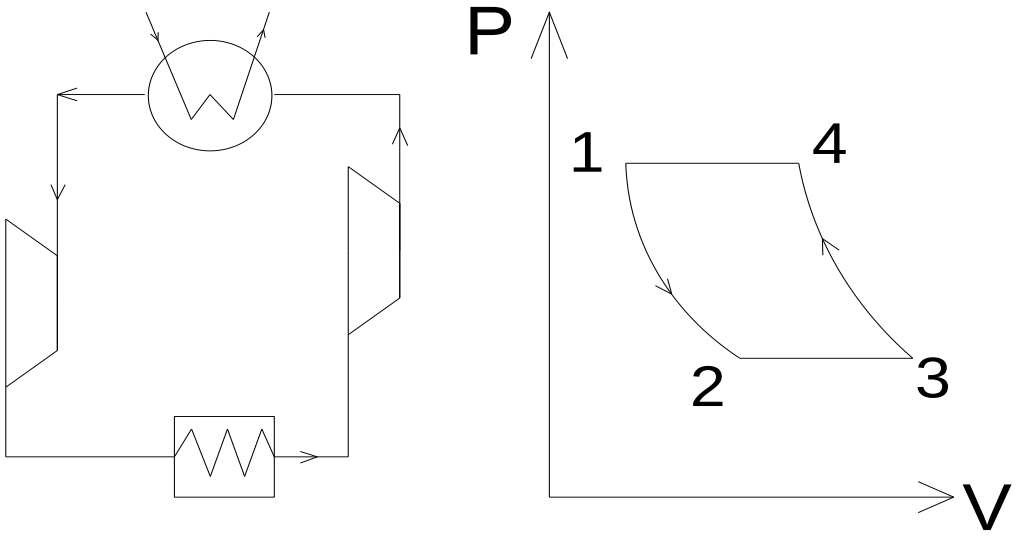


Рисунок 4 – Схема установки и P,v-диаграмма

Найти:
$N - ? G - ? \varepsilon - ? Q_1 - ? \varepsilon_K - ?$

Решение:

1. Определим холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{5}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1} = 1,7$$

2. Определим работу цикла:

$$L_Ц = \frac{Q_2}{\varepsilon} = \frac{837,4 \cdot 10^6}{1,7} = 492,6 МДж/ч$$

3. Определим мощность двигателя для привода холодильной машины:

$$N = \frac{L_Ц}{3600} = \frac{492,6 \cdot 10^6}{3600} 136,8 кВт$$

4. Определим количество теплоты, передаваемое

окружающей среде:

$$Q_1 = Q_2 + L_Ц = 837{,}4 + 492{,}9 = 1330 \text{ МДж/ч}$$

5. Определим расход воздуха холодильной машины:

Холодопроизводительнсть связана с расходом воздуха соотношением:

$$Q_2 = G \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2),$$

где $c_p = 1{,}004 \frac{кДж}{кг \cdot К}$ - изобарная массовая теплоемкость воздуха, температура $T_3 = 268\,К$, температура T_2, созданная в процессе расширения в детандере. По уравнению связи параметров адиабатного процесса 1-2:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{к-1}{к}}$$

Находим температуру T_2.

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 293 \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^{0{,}286} = 185\,К$$

Тогда массовый расход воздуха:

$$G = \frac{Q_2}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = \frac{837{,}4 \cdot 10^6}{1{,}004 \cdot 10^3 (268 - 185)} = 10049\ кг/ч = 2{,}79\ кг/с$$

6. Определим холодильный коэффициент цикла Карно:

$$\varepsilon_К = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{268}{293 - 268} = 10{,}4$$

7. Представим цикл в T,s –диаграмме.

Для этого определим температуры в характерных точках цикла.

$T_1 = 293\,К$

$T_2 = 185\,К$

$T_3 = 268\,К$

Неизвестную температуру T_4 в конце процесса сжатия в компрессоре определим из уравнения определим из уравнения связи параметров адиабатного процесса 3-4:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{к-1}{к}} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{к-1}{к}}, T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{к-1}{к}} = 268 \cdot \left(\frac{5}{1}\right)^{0{,}286} = 425\,К$$

Определим изменение энторопии в процессах.

Процесс 1-2 – адиабатный

$\Delta S_{1-2} = 0$

$T_1 = 293\,К$

$T_2 = 185\,К$

Процесс 2-3 - изобарный

$$\Delta S_{2-3} = c_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} = 1{,}004 \cdot \ln \frac{268}{185} = 0{,}372 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

Процесс 3-4 – адиабатный

$\Delta S_{3-4} = 0$

$T_3 = 268 K$

$T_4 = 425 K$

Процесс 4-1 – изобарный

$$\Delta S_{4-1} = c_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_4} = 1{,}004 \cdot \ln \frac{293}{425} = -0{,}373 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

$$Проверка: \sum \Delta S_i = 0; \sum \Delta S_i = 0{,}372 - 0{,}373 = -0{,}001 \frac{кДж}{кг \cdot К} \approx 0$$

Выбираем масштаб по оси абсцисс и по оси ординат. Наносим точки 1,2,3,4 – от условно принятой вертикали. Строим цикл в диаграмме по рассчитанным точкам.

Для самостоятельного решения принимаем данные из таблицы 7.

Таблица 7

№ варианта / параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_2, МДж/ч$	800	820	815	849	837	826	851	843	832	816
$t_3, ^0C$	-10	-14	-4	-12	-5	-12	-8	-19	-6	-7
$t_1, ^0C$	22	25	23	24	26	19	21	18	27	25
$p_1, 10^5 Па$	4,5	4,1	3,8	3,9	5,0	4,2	4,4	3,5	3,2	3,4
$p_{2,} 10^5 Па$	0,9	1,0	1,1	1,0	0,9	1,0	1,1	1,0	0,9	1,0
№ варианта / параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$Q_2, МДж/ч$	835	838	805	808	817	826	839	840	855	824
$t_3, ^0C$	-18	-16	-15	-9	-11	-13	-13	-22	-21	-26
$t_1, ^0C$	28	30	29	20	17	24	25	30	31	28
$p_1, 10^5 Па$	3,6	3,8	3,9	4,0	4,1	4,1	4,2	4,3	4,4	4,8
$p_{2,} 10^5 Па$	1,1	1,2	1,0	0,9	1,0	1,1	0,9	1,0	1,1	1,0

Задача 5.

Определить мощность двигателя холодильной машины, если температура

охлаждаемого помещения $t_{охл} = -10^0 C$, окружающей среды $t_{ср} = 25^0 C$, при холодопроизводительности 628 МДж/ч. Максимальное давление воздуха $5 \cdot 10^5 \, Па$, минимальное давление $1 \cdot 10^5 \, Па$. Представить цикл в T,s – диаграмме.

Дано:

$T_3 = -10 + 273 = 263 K$

$T_1 = 25 + 273 = 298 K$

$p_1 = 5 \cdot 10^5 \, Па$

$p_2 = 1 \cdot 10^5 \, Па$

$Q_2 = 628 \cdot 10^6 \, Дж$

$\kappa = 1{,}4$

_____

$N - ?$

Решение:

1. Определим холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{5}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1} = 1{,}7$$

2. Определим работу цикла:

Выразим работу цикла из уравнения холодильного коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L_Ц}$$

Отсюда работа цикла:

$$L_Ц = \frac{Q_2}{\varepsilon} = \frac{628 \cdot 10^6}{1{,}7} = 369{,}44 \cdot 10^6 \, Дж$$

3. Тогда мощность двигателя:

$$N = \frac{L_Ц}{3600} = \frac{369{,}44 \cdot 10^6}{3600} = 103 \, кВт$$

4. Постороим цикл в T,s – диаграмме.

Для этого воспользуемя решением, рассмотренном в задаче 4, пункт 7 и проведем аналогичные действия.

Для самостоятельного решения выбираем данные из таблицы 8.

Таблица 8

№ по порядку	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
параметры										
$t_{охл}, {}^0C$	-12	-15	-17	-18	-11	-20	-14	-16	-13	-19

$t_{ср},^0C$	27	26	26	30	29	25	23	20	21	22
$Q_2 МДж/ч$	600	650	625	630	610	655	640	633	635	634
$p_1,10^5 Па$	5,0	4,8	4,1	4,3	4,2	4,6	4,7	4,2	4,0	3,76
$p_2,10^5 ПА$	1,1	1,0	0,9	0,98	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96
№ по порядку	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
параметры										
$t_{охл},^0C$	-22	-25	-24	-23	-21	-10	-11	-12	-23	-24
$t_{ср},^0C$	24	29	22	25	26	24	23	25	26	27
$Q_2 МДж/ч$	648	622	639	611	644	626	615	627	642	648
$p_1,10^5 Па$	3,8	3,9	4,9	4,1	4,5	4,6	4,8	4,9	5,0	3,4
$p_2,10^5 ПА$	0,98	1,0	1,01	1,02	1,03	1,0	1,02	1,04	1,0	0,99

Задача 6.

Воздушная холодильная машина производит лед при температуре -3^0C из воды с температурой 10^0C. Поступающий в компрессор воздух имеет температуру -10^0C, давление на входе в компрессор $0{,}98\cdot10^5$ Па и сжимается до давления $3{,}92\cdot10^5$ Па. Поступая в холодильник, воздух охлаждается до температуры 20^0C. Расход воздуха 1000 $м^3/ч$. Определить холодильный коэффициент, мощность, потребную для привода компрессора и количество полученного в час льда.

Дано:

$T_3 = -10 + 273 + 263 K$

$T_1 = 20 + 273 = 293 K$

$p_1 = p_4 = 3{,}92 \cdot 10^5 Па$

$p_3 = p_2 = 0{,}98 \cdot 10^5 Па$

$V = 1000 м^3/ч = 0{,}278 м^3/с$

$t_B = 10^0 C$

$t_Л = -3^0 C$

_____

$\varepsilon - ? N - ? G - ?$

Решение:

1. Определим температуру воздуха T_4 после сжатия в компрессоре.

Процесс сжатия 3-4 – адиабатный, поэтому воспользуемся уравнением связи параметров процесса, и после преобразований получим:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{к-1}{к}} = 263 \cdot \left(\frac{3{,}92}{0{,}98}\right)^{0{,}286} = 391 K$$

2. Определим температуру воздуха после расширения в детандере.

Процесс расширения в детандере 1-2 – адиабатный, для определения температуры воспользуемся уравнением:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{к-1}{к}} = 293 \cdot \left(\frac{0{,}98}{3{,}92}\right)^{0{,}286} = 197 K$$

3. Чтобы 1 кг воды при температуре $t_B = 10^0 C$ превратить в лед при температуре $t_Л = -3^0 C$, необходимо:

а) отнять от воды тепло q_1, идущее на охлаждение воды до $0^0 C$

$q_1 = c_p \cdot (t_B - t_0) = 4{,}187 \cdot (10 - 0) = 41{,}87 кДж/кг$

где $c_p = 4{,}187 кДж/кг \cdot К$ - изобарная массовая теплоемкость воды

б) теплоту плавнения льда

$q_2 = 330{,}8 кДж/кг$

в) тепло, отнимаемое от льда, чтобы понизить его температуру от $0^0 C$ до $-3^0 C$

$$q_3 = c_Л \cdot (t_0 - t_{-3}) = 2{,}0935 \cdot (0 - (-3)) = 6{,}281 \frac{кДж}{кг}$$

где $c_{\text{л}} = 2{,}0935 \frac{кДж}{кг \cdot К}$ - массовая теплоемкость льда

Тогда общее количество тепла, которое необходимо отнять от воды:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 = 41{,}87 + 330{,}8 + 6{,}281 = 378{,}95 = 379 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

4. Определим часовой запас холода в воздухе.

$Q_0 = V_0 \cdot c'_p \cdot (T_3 - T_2)$,

где $c'_p = 1{,}298 \frac{кДж}{кг \cdot К}$ - объемная теплоемкость воздуха

$Q = 1000 \cdot 1{,}298 \cdot (263 - 197) = 85668 \frac{кДж}{ч}$

5. Часовое количество полученного в холодильной установке льда

$$G = \frac{Q_0}{q} = \frac{85668}{379} = 226 \frac{кг}{ч}$$

6. Холодильной коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{к-1}{к}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{3,92}{0,98}\right)^{0,286} - 1} = 2,06$$

7. Определим работу цикла по уравнению холодильного коэффициента.

$$L_Ц = \frac{Q_0}{\varepsilon} = \frac{85668}{2,06} = 50393\ \frac{кДж}{ч}$$

8. Искомая мощность привода компрессора

$$N = \frac{L_Ц}{3600} = 13,9 кВт$$

Для самостоятельного решения выбираем данные из таблицы 9.

Таблица 9

№ варианта / параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_3, {}^0C$	--12	-10	-11	-9	-15	-17	-8	-9	-18	-20
$t_1, {}^0C$	18	25	19	23	19	17	21	22	24	16
$p_3, \cdot 10^5 Па$	0,98	1,0	1,1	0,98	0,97	1,01	1,02	1,05	1,04	0,99
$p_1, 10^5 Па$	4,0	4,3	4,5	5,0	4,8	4,3	3,9	3,8	4,2	4,1
$t_В, {}^0C$	12	11	10	9	7	13	8	15	12	14
$t_Л, {}^0C$	-3	-4	-5	-6	-2	-3	-4	-5	-2	-3
$V, м^3/ч$	1200	1100	1150	1130	1160	1170	1190	1210	1220	1220
№ варианта / параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$t_3, {}^0C$	-16	-13	-14	-21	-16	-15	-13	-14	-12	-21
$t_1, {}^0C$	26	19	22	27	23	29	28	24	26	21
$p_3, \cdot 10^5 Па$	1,0	1,01	1,01	1,03	1,0	0,99	0,98	0,97	1,0	1,01
$p_1, 10^5 Па$	3,7	3,9	4,4	4,9	4,6	4,5	4,3	4,2	4,1	5,0
$t_В, {}^0C$	13	15	19	18	17	16	8	9	10	11
$t_Л, {}^0C$	-4	-5	-4	-5	-4	-2	-5	-3	-4	-2
$V, м^3/ч$	1230	1240	1250	1050	1060	1070	1040	1030	1230	1240

Задача 7.

Воздушная холодильная машина производит в час 198 кг льда при температуре $-6\,{}^0C$ из воды с температурой $12\,{}^0C$. Воздух в компрессоре сжимается от давления $0,98 \cdot 10^5 Па$ до

давления $4{,}9 \cdot 10^5 \, Па$. Определить часовой расход воздуха и потребную на холодильную машину мощность.

Дано:

$t_Л = -6^{)} C$

$G = 198 \frac{кг}{ч}$

$t_B = 12^0 C$

$p_2 = 0{,}98 \cdot 10^5 Па$

$p_4 = 4{,}9 \cdot 10^5 \, Па$

Найти:
$G_B -$? - ? N - ?
Решение:

---

1. Для производства льда необходимо отнять от 1 кг воды с температурой $12^0 C$ следующее количество теплоты:

а) тепло, идущее на охлаждение воды до $0^0 C$

$$q_1 = c_P \cdot (t_B - t_0) = 4{,}187 \cdot (12 - 0) = 50{,}24 \frac{кДж}{кг}$$

б) теплоту плавления льда

$$q_2 = 330{,}8 \frac{кДж}{кг}$$

в) теплоту, отнимаемую для того, чтобы понизить температуру льда до - $6^0 C$

$$q_3 = c_Л \cdot (t_0 - t_{-6}) = 2{,}0935 \cdot (0 - (-6)) = 12{,}561 \frac{кДж}{кг}$$

Таким образом, общее количество теплоты, которое необходимо отнять у воды для производства льда:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 = 50{,}24 + 330{,}8 + 12{,}561 = 393{,}6 \frac{кДж}{кг}$$

2. По известной величине производительности льда холодильной машины определим холодопроизводительность:

$$Q_0 = G \cdot q = 198 \cdot 393{,}6 = 77932{,}8 \frac{кДж}{ч}$$

3. Определим холодиьный коэффициент машины:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{к-1}{к}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{4{,}9}{0{,}98}\right)^{0{,}286} - 1} = 1{,}71$$

4. Определим работу цикла по уравнению холодильного коэффициента:

$\varepsilon = \frac{Q_0}{L_Ц}$, отсюда работа цикла

$$L_Ц = \frac{Q_0}{\varepsilon} = \frac{77932,8}{1,71} = 45575\ \frac{кДж}{ч}$$

5. Искомая мощность машины:

$$N = \frac{L_Ц}{3600} = \frac{45575}{3600} = 12,7 кВт$$

Для самостоятельного решения принять данные из таблицы 10

Таблица 10

№ по порядку / параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_Л, {}^{ш}C$	-6	-4	-8	-3	-7	-5	-1	-2	-9	-4
$t_В, {}^{0}C$	13	15	14	16	15	12	11	10	9	8
G, $кг/ч$ /	200	180	190	184	192	186	194	195	201	199
$p_1, 10^5 Па$	0,99	0,98	0,97	0,95	0,96	0,98	0,98	0,99	1,0	1,0
$p_2, 10^5 Па$	4,92	4,87	4,91	4,85	4,98	5,0	4,93	4,95	4,88	4,94
№ по порядку / параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$t_Л, {}^{ш}C$	-3	-2	-5	-1	-9	-7	-8	-4	-3	-6
$t_В, {}^{0}C$	12	14	8	6	7	10	7	8	4	9
G, $кг/ч$ /	188	196	181	185	189	193	197	186	197	202
$p_1, 10^5 Па$	0,97	0,98	0,97	0,98	1,0	1,1	0,95	0,99	1,0	1,1
$p_2, 10^5 Па$	4,83	4,88	4,96	4,46	4,96	4,99	4,84	4,82	4,85	4,87

Задача 8.

Воздушная холодильная машина имеет холодопроизводительность 837,4 МДж/ч. Параметры воздуха на выходе из холодильной камеры $p_2 = 10^5 Па, t_3 = -3^0 C.$ После сжатия воздух имеет давление $p_4 = 4 \cdot 10^5 Па$, температура окружающей среды $t_1 = 20^0 C$. Определить температуру воздуха после расширения, мощность компрессора и детандера, холодильный коэффициент. Определить также холодильный коэффициент обратного цикла Карно в том же интервале температур.
Дано:

$Q_2 = Q_0 = 837,4 \cdot 10^6 \, Дж/ч$

$p_2 = p_3 = 10^5 \, Па$

$p_1 = p_4 = 4 \cdot 10^5 \, Па$

$T_3 = -3 + 273 = 270 \, K$

$T_1 = 20 + 273 = 293 \, K$

_____

$T_2 - ? \, N_K - ? \, N_Д - ? \, \varepsilon - ? \, \varepsilon_K - ?$

Решение:

1. Определим температуру воздуха T_2 после расширения в детандере. Процесс 1-2 адиабатный, температуру воздуха определим по уравнению связи параметров процесса

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 293 \cdot \left[\frac{1}{4}\right]^{0,286} = 197 \, K$$

2. Определим температуру воздуха T_4 после сжатия в компрессоре. Процесс сжатия 3-4 адиабатный, поэтому воспользуемся уравнением связи параметров адиабатного процесса.

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 270 \cdot \left(\frac{4}{1}\right)^{0,286} = 401 K$$

3. Определим массовый расход воздуха холодильной машины G.
Холодопроизводительность связана с расходом воздуха уравнением:

$Q_2 = G \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)$

$c_p = 1,004 \, \frac{кДж}{кг \cdot K}$

тогда

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = \frac{837,4 \cdot 10^6}{1,004 \cdot 10^3 (270 - 197)} = 11426 \, \frac{кг}{ч}$$

4. Определим мощность детандера:

$$N_Д = G \cdot \frac{k-1}{k} \cdot R \cdot T_2 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = \frac{11426}{3600} \cdot \frac{1,4-1}{1,4} \cdot 287 \cdot 197 \cdot \left[\left(\frac{4}{1}\right)^{0,286} - 1\right] = 306 \, кВт$$

5. Определим мощность компрессора:

$$N_K = G \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_3 \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = \frac{11426}{3600} \cdot \frac{1,4-1}{1,4} \cdot 287 \cdot 270 \cdot \left[\left(\frac{4}{1}\right)^{0,286} - 1\right] = 419 \, кВт$$

6. Холодильный коэффициент установки:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa=1}{\kappa}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{4}{1}\right)^{0,286} - 1} = 2,1$$

7. Холодильный коэффициента цикла Карно:

$$\varepsilon = \frac{T_3}{T_1 - T_3} = \frac{270}{293 - 270} = 11{,}7$$

Для самостоятельного решения принимаем данные из таблицы 11.

Таблица 11

№ по порядку / параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_0, МДж/ч$	840	860	850	842	863	854	846	861	853	845
$p_2 = p_3, 10^5 Па$	1,1	0,98	1,0	0,99	1,0	0,97	1,0	0,99	1,0	0,97
$p_1 = p_4, 10^5 Па$	4,0	4,5	4,9	4,1	4,4	4,8	4,2	4,7	4,6	4,3
$t_3, {}^0C$	-3,5	-4,2	-3,6	-4,1	3,7	-4,0	-3,8	-3,9	-4,8	-4,4
$t_1, {}^0C$	22	23	25	24	26	21	27	30	29	28
№ по порядку / параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$Q_0, МДж/ч$	866	857	844	863	851	864	843	862	854	869
$p_2 = p_3, 10^5 Па$	1,0	0,98	1,0	0,99	1,0	0,97	1,0	0,98	1,0	0,99
$p_1 = p_4, 10^5 Па$	4,0	4,5	4,9	4,1	4,4	4,8	4,2	4,7	4,4	4,7
$t_3, {}^0C$	-4,7	-4,3	-4,2	-4,6	-4,9	-5,1	3,8	-5,0	-4,4	-4,6
$t_1, {}^0C$	22	25	23	24	26	21	27	30	29	26

Задача 9.

Паровая компрессорная холодильная установка, схема которой представлена (рисунок 5) в качестве рабочего тела использует углекислоту. Компрессор (К) всасывает насыщенный пар и абиабатически сжимает его, превращая в сухой насыщенный пар давления, соответствующего температуре конденсации $t_2 = 20^0 C$. Из компрессора углекислота поступает в конденсатор (В), где при постоянном давлении превращается в жидкость, после чего расширяется в расширительном цилиндре до давления, соответствующего температуре конденсации $t_1 = -10^0 C$. При той же температуре углекислота поступает в охлаждаемое помещение, где, забирая теплоту от охлаждаемых тел, испаряется, о бразуя влажный пар со степенью сухости x_1. Определить: удельную холодопроизводительность холодильной установки; тепло, отданное в конденсаторе; работу, затраченную в цикле; холодильный коэффициент.

Дано:

$t_2 = 20^0 C$

$t_1 = -10^0 C$

$q_0 - ?$

$q - ?$

$l - ?$

$\varepsilon - ?$

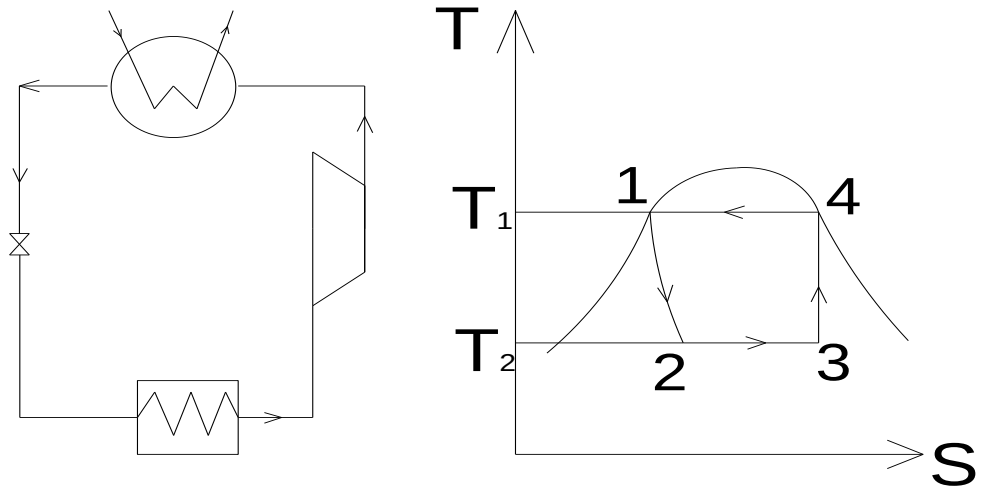


Рисунок 5 – Схема установки и T,S-диаграмма

Решение:

1. Удельная холодопроизводительность установки, т.е. количество теплоты, поглощаемое 1 кг диоксида углерода в охлаждаемом помещении:

$$q = h_1 - h_4 = r \cdot (x_1 - x_4)$$

По таблице Д.1 находим величины:

При $t_1 = -10^0 C$

Теплота парообразования r = $h_4'' - h_1' = 738{,}15 - 478{,}75 = 259{,}4 кДж/кг$

Значения величин степени сухости влажного и сухого пара диоксида углерода определяем при помощи таблиц по формуле вида:

$$s_2 = s_1 = s_{1'} + (s_{1''} - s_{1'})$$

Из табл. Приложения 5 находим значения величин

$$s_1 = 3{,}826 \frac{кДж}{кг \cdot К};$$

$$s_{1''} = 4{,}017 \frac{кДж}{кг \cdot К};$$

$$s_{1'} = 3{,}031 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

Следовательно,

$$x_1 = \frac{3{,}826 - 3{,}031}{4{,}017 - 3{,}031} = 0{,}806$$

Степень сухости пара в точке 4

$$x_4 = \frac{s_4 - s_{4'}}{s_{4''} - s_{4'}} = \frac{s_4 - s_{1'}}{s_{1''} - s_{1'}}.$$

Значения энтропии в состоянии 4 такое же, как и в состоянии 3 (его находим из таблиц при $t_3 = 20^0 C; s_{3''} = 3{,}304 \frac{кДж}{кг \cdot К}$; значения энтропий $s_{4'}$ и $s_{4''}$ соответственно равны $s_{1'}$ и $s_{1''}$.

Таким образом,

$$x_4 = \frac{3{,}304 - 3{,}031}{4{,}017 - 3{,}031} = 0{,}277$$

2. Определяем теплоту, отведенную от рабочего тела в конденсаторе:

$$q_1 = h_2 - h_1 = 710{,}8 - 557{,}7 = 153{,}1 \frac{кДж}{кг}$$

При этом численные значения величин энтальпии определяем по таблице Д.1.

3. Вычислим удельную холодопроизводительность, так как известны величины степени сухости пара и теплота парообразования:

$$q_0 = 259{,}4 \cdot (0{,}806 - 0{,}277) = 137{,}2 \frac{кДж}{кг}$$

4. Работа, затраченная в цикле:

$$l_Ц = q_1 - q_0 = 153{,}1 - 137{,}2 = 15{,}9 \frac{кДж}{кг}$$

5. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_Ц} = \frac{137{,}2}{15{,}0} = 8{,}63$$

Для самостоятельного решения выбираем данные из таблицы 12.

№ по порядку / Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_2, ^0C$	18	25	26	19	22	21	27	19	20	23
$t_1, ^0C$	-5	-10	-14	-6	-11	-13	-7	-12	-18	-8
№ по порядку / Параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$t_2, ^0C$	24	18	20	22	24	26	28	21	23	25
$t_1, ^0C$	-15	-9	-16	-17	-6	-8	-7	-9	-11	-12

Задача 10.

Компрессор К холодильной установки всасывает пар фреона-12 при $t_1 = -15^0 C$ и степени сухости $x_1 = 0{,}971$ и изотропно сжимает его до давления, при котором его температура $t_2 = 30^0 C$ и степень сухости $x_2 = 1.$

Из компрессора фреон-12 поступает в конденсатор В, где охлаждается водой с температурой на входе $t_{1B} = 12^0 C,$ а на выходе $t_{2B} = 20^0 C.$

В дроссельном вентиле Д жидкий фреон-12 дросселируется до состояния влажного пара, после чего напрвляется в испаритель А, из которого выходит со степенью сухости x_1. Теплота, необходимая для испарения фреона-12, подводится из охлаждаемой камеры.

Определите теоретическую мощность двигателя холодильной установки, часовой расход фреона-12 и охлаждающей воды, если холодопроизводительность установки $Q_0 = 200\,МДж/ч.$ Для решения используйте таблицу приложения 7 термодинамических свойств фреона-12 на линиях кипения и конденсации (рисунок 5)

Дано:

$t_1 = -15^0 C$

$x_1 = 0{,}971$

$x_2 = 1.$

$t_2 = 30^0 C$

$t_{1B} = 12^0 C,$

$t_{2B} = 20^0 C.$

$Q_0 = 200\,МДж/ч.$

$N - ? G_Ф - ? G_B - ?$

Решение:

1. Определим удельную холодопроизводительность установки:
   Количество теплоты, поглощаемое фреоном-12 в охлаждаемом помещении, определяется уравнением:

$$q_0 = r \cdot (x_1 - x_4)$$

По таблице приложения 7 находим значения величин:

$$t_1 = -15^0 C$$

$$h_4'' = 546{,}05 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

$$h_4' = 386 \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

$$r = h_4'' - h_4' = 546{,}05 - 386 = 160{,}05 \frac{кДж}{кг}$$

Степень сухости в точке 4 определится равенством

$$x_4 = \frac{s_4 - s_{4'}}{s_{4''} - s_{4'}} = \frac{s_4 - s_{1'}}{s_{1''} - s_{1'}}$$

Значение энтропии в состоянии 4 такое же, как и в состоянии 3. Значения энтропии в состоянии 3 находим из таблиц при температуре $30^0 C$ и температуре -$15^0 C$.

$$t_3 = 30^0 C:$$

$$s_{3'} = 4{,}100\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

$$t_1 = -15^0 C$$

$$s_{1''} = 4{,}5675\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

$$s_{1'} = 3{,}9475\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

Таким образом, вычислим степень сухости в точке 4

$$x_4 = \frac{4{,}100 - 3{,}9475}{4{,}5675 - 3{,}9475} = 0{,}246$$

Тогда удельная холодопроизводительность установки будет равна:

$$q_0 = 160{,}05 \cdot (0{,}971 - 0{,}246) = 116{,}04 \frac{кДж}{кг}$$

2. Часовой расход фреона-12 определим по уравнению связи удельной холодопроизводительности установки и заданной величиной холодопроизводительности:

$$Q_0 = G_Ф \cdot q_0$$

$$G_Ф = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{200 \cdot 10^6}{116{,}04 \cdot 10^3} = 1724\ \frac{кг}{ч}$$

3. Определим количество теплоты, отданное фреоном-12 в конденсаторе:

$$Q_1 = G_Ф \cdot r_2,$$

где $r_2 = 136{,}2 \frac{кДж}{кг}$ - теплота парообразования фреона-12, значения которой определяем по таблице приложения Ж.

Тогда количество теплоты, отданное в конденсаторе фреоном-12

$$Q_1 = 1724 \cdot 136{,}2 = 234{,}8 \frac{МДЖ}{кг}$$

4. Определим работу цикла:

$$L_Ц = Q_1 - Q_0 = 234{,}8 - 200 = 34{,}8 \frac{МДж}{кг}$$

5. Тогда мощность двигателя холодильной установки:

$$N = \frac{L_Ц}{3600} = \frac{34{,}8 \cdot 10^6}{3600} \approx 10 кВТ$$

6. Определим расход охлаждающей воды.

Составим для этого уравнение теплового баланса, согласно которому тепло, отданное фреоном-12 в конденсаторе, расходуется на нагрев воды:

$$Q_1 = G_В \cdot c_p \cdot (t_{2В} - t_{1В})$$

где

$$c_p = 4{,}187\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

c_p - теплоемкость воды

Отсюда расход воды

$$G_B = \frac{Q_1}{c_p \cdot (t_{2B} - t_{1B})} = \frac{234{,}8 \cdot 10^6}{4{,}187 \cdot 10^3 (20 - 12)} = 7010 \frac{кг}{ч}$$

Для самостоятельного решения выбираем данные из таблицы 13

Таблица 13

№ по порядку / параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_1, {}^0C$	-16	-17	-18	-20	-25	-19	-22	-21	-23	-27
x_1	0,97	0,98	0,972	0,981	0,973	0,982	0,974	0,975	0,969	0,966
x_2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$t_2, {}^0C$	28	30	31	25	33	26	34	30	27	32
$t_{2B}, {}^0C$	22	25	19	20	21	18	23	19	26	28
$t_{1B}, {}^0C$	10	13	12	13	12	11	10	9	14	12
$Q_0, \frac{МДж}{ч}$	210	225	214	223	218	222	212	226	211	219
№ по порядку / параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$t_1, {}^0C$	-24	-26	-31	-33	-34	-30	-14	-32	-25	-28
x_1	0,976	0,978	0,967	0,968	0,977	0,965	0,964	0,979	0,971	0,976
x_2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$t_2, {}^0C$	26	29	27	33	32	35	29	27	26	28
$t_{2B}, {}^0C$	29	22	21	25	18	19	23	24	26	27
$t_{1B}, {}^0C$	15	11	10	15	8	10	12	12	14	15
$Q_0, \frac{МДж}{ч}$	220	213	221	215	224	223	216	217	227	230

Задача 11

В паровых компрессорных холодильных установках замена расширительного детандера дроссельным вентилем приводит к снижению холодопроизводительности. Частично эта потеря может быть снижена способом переохлаждения жидкости ниже температуры конденации. Конденсат хладагента переохлаждается в конденсаторе до температуры ниже,чем температура конденсации хладагента. Требуется определить холодильный коэффициент и теоретическую мощность двигателя холодильной машины, работающей на фреоне-12. Холодопроизводительность установки 586,18 МДж/ч (140000 ккал/ч). Температура испарения фреона-12: $-15\,{}^0C$, температура конденсации $30\,{}^0C$. Температура хладагента перед дроссельным вентилем $25\,{}^0C$.

Задачу решить, пользуясь диаграммой зависимости: энтальпия – логарифм давлений ($h - \lg p$).

Примечание: диаграмма h (i) – lg p обладает многими преимуществами и широко

применяется для расчета холодильной техники, так как позволяет определять рабочие процссы в виде отрезков прямых линий.

Дано:

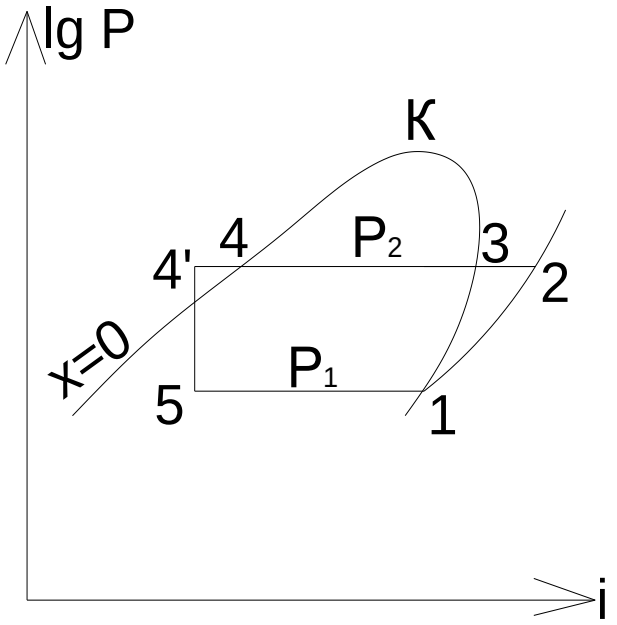
$Q_0 = 586{,}18 \frac{МДж}{ч}$

$t_1 = -15^0 C$

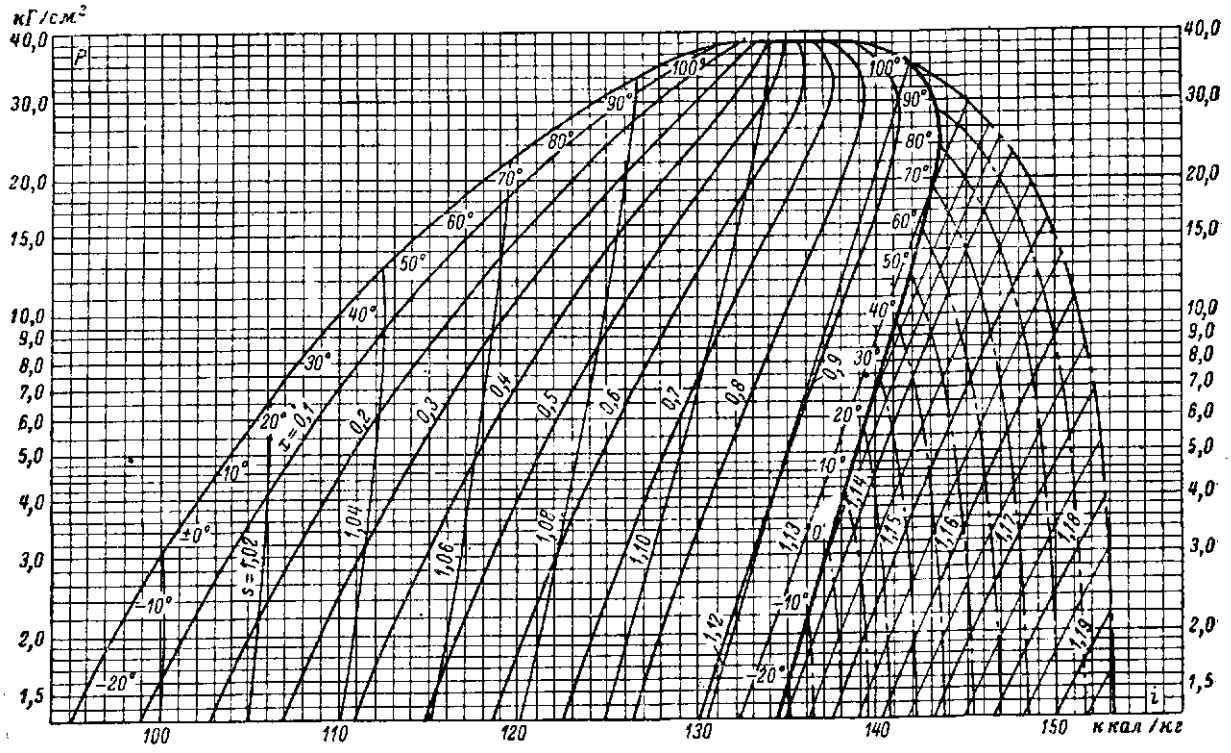
$t_3 = 30^0 C$

$t_{4'} = 25^0 C$

N - ? ε – ?



а)



б)

Рисунок 6 – i-lgP диаграмма
а) i-lgP диаграмма, б) численные значения i-lgP диаграммы

Решение:

1. Определим значения энтальпии в точках цикла.

На рис. Изображен цикл холодильной установки в h (i) – lg p в диаграмме.
Начальное состояние пара, поступающего в компрессор, определяется пересечением изобары $p_1 = 1{,}8\frac{кг}{см^2}$ (давление определяем по таблице приложения 7 в соответствии с температурой насыщения фреона $t_1 = -15^0 C$) с кривой насыщения. Адиабатный процесс сжатия фреона в компрессоре изображается линией 1 – 2 (линией постоянной энтропии). При этом точка 2 получается в пересечении этой линии с изобарой p = 7,58, соответствующей температуре насыщения фреона $30^0 C$ (давление определяем по таблице 7 приложения).
Процесс конденсации изображается линией 3 – 4, а процесс переохлаждения изображается линией $4-4'$.Процессу дросселирования соответствует линия $4'-5$ (заметим, что процесс переохлаждения изображается условно).Таким образом, из диагарммы находим:

$$i_1 = i_1'' = 135{,}3\frac{ккал}{кг}; i_2 = 141{,}5\frac{ккал}{кг}$$

Принимая, что энтальпия переохлажденной жидкости равна энтальпии насыщенной жидкости при температуре 25, находим из диаграммы (рисунок 6б) численые значения энтальпии в точках 5 и $4': i_4' = i_5 = 105{,}6\frac{ккал}{кг}$.

2. Определим холодопроизводительность установки:

$$q_0 = i_1 - i_5 = 135{,}3 - 105{,}6 = 29{,}7\frac{ккал}{кг} = 124{,}3\frac{кДж}{кг}$$

3. Часовой расход фреона-12:

$$G_{фр} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{586{,}18 \cdot 10^6}{124{,}3 \cdot 10^3} = 4714\,\frac{кг}{ч}$$

4. Теоретическая затрата работы в компрессоре:

$$l_K = i_2 - i_1 = 141{,}5 - 135{,}3 = 6{,}2\frac{ккал}{кг} = 26\frac{кДж}{кг}$$

5. Теоретическая мощность двигателя холодильной машины:

$$N_{теор} = \frac{G_{фр} \cdot l_K}{3600} = \frac{4714 \cdot 26{,}0}{3600} = 34 кВт$$

6. Холодильный коэфициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_K} = \frac{124{,}3}{26{,}0} = 4{,}79$$

Для самостоятельного решения принимаем данные из таблицы 14.
Таблица 14

Задача 12.

№ по порядку / параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_0, \frac{МДж}{ч}$	820	840	830	825	835	821	839	831	822	838
$t_1, {}^0C$	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16
$t_3, {}^0C$	33	32	31	30	29	28	27	27	26	26
$t_{4'}, {}^0C$	28	27	26	25	24	23	22	21	20	20
№ по порядку / параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$Q_0, \frac{МДж}{ч}$	823	837	841	824	826	833	836	827	838	843
$t_1, {}^0C$	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24
$t_3, {}^0C$	25	24	28	30	29	32	31	30	33	30
$t_{4'}, {}^0C$	19	18	23	24	23	27	24	24	26	23

Сравните холодопроизводительность холодильной установки, холодильный коэффициент и теоретическую мощность двигателя, работающей без переохлаждения, с теми же параметрами установки, в которой производится переохлаждение конденсата. Компрессор получает сухой насыщенный пар фреона-12 при температуре -10^0C и сжимает его изоэнтропно до давления 0,5 МПа. Пройдя через конденсатор и переохладитель, пар преврвщается в жидкость с температурой 10^0C. Холодопроизводительность установки $Q_0 = 600 \frac{МДж}{ч}$. Используйте таблицы приложения Ж и З.

Дано:

$t_1 = -10^0C$

$p_2 = 5 \cdot 10^5 Па$

$t_5 = 10^0C$

$Q_0 = 600 \cdot 10^6 \frac{Дж}{ч}$

Без переохлаждения: $q_0 - ? \varepsilon - ? N - ?$

С переохлаждением: $q_0 - ? \varepsilon - ? N - ?$

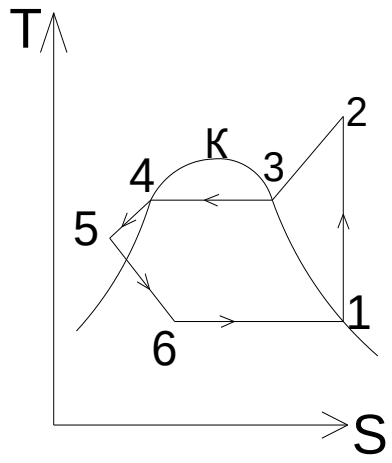


Рисунок S – T,s - диаграмма

Решение:

I. Рассмотрим цикл установки, работающей с переохлаждением.

1. По таблице приложения 7 определим начальную энтальпию сухого насыщенного пара фреона-12 при температуре насыщения $t_1 = -10^0 C, T_1 = 263 K$

$h_1'' = 548,4 \frac{кДЖ}{кг}$

2. По таблице приложения 8 в соответствии со значением энтропии фреона-12 при температуре 263,15 К, взятом из таблицы приложения 7, определяем значение энтальпии на линии конденсации:

При давлении 0,5 МПа с помощью способа интерполяции определяем величину энтальпии: $h_2 = 562,72 \frac{кДж}{кг}$

3. Из таблицы приложения 7 определим энтальпию жидкого фреона-12 при температуре 283,15 К:

$$h_4' = 409,6 \frac{кДж}{кг}$$

4. Определим удельную холодопроизводительность фреона-12:

$$q_0 = h'' - h_4' = 548,4 - 409,6 = 138,8 \frac{кДж}{кг}$$

5. Определим удельную холодопроизводительность установки:

$$G_{фр} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{600 \cdot 10^6}{138,8 \cdot 10^3} = 4322,8 \frac{кг}{ч}$$

6. Теоретическая работа цикла:

$$l_Ц = h_2 - h_1'' = 562,72 - 548,4 = 14,32 \frac{кДж}{кг}$$

7. Теоретическая мощность компрессора:

$$N = \frac{G_{фр} \cdot l_Ц}{3600} = \frac{4322,8 \cdot 14,32}{3600} = 17,2 кВт$$

8. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_Ц} = \frac{138,8}{14,32} = 9,7$$

II. Рассмотрим цикл холодильной установки, работающей без переохлаждения.

1. Начальная энтальпия пара фреона-12 уже определена: $h_1'' = 548,4 \frac{кДЖ}{кг}$
2. Компрессор сжимает пар фреона-12 изоэнтропно до давления 0,5 МПа. Поэтому по таблице приложения 8 определяем по величине энтропии и давлению температуру насыщения фреона -12, равную T_2 = 293,15 К, а также энтальпию перегретого пара, которая равна:

   h_2 =562,6 кДж/кг

3. Тогда по таблице приложения 7 при полученной температуре находим значения энтальпии фреона-12 при конденсации:

При температуре конденсации T_2 = 293,15 К определяем энтальпию фреона-12:
h'_6 = 419,3 кДж/кг

4. Определим удельную холодопроизводительность:

$$q_0 = h_1 - h_6' = 548,4 - 419,3 = 129,1 \frac{кДЖ}{кг}$$

5. Определим работу цикла:

$$l_Ц = h_2 - h_1 = 562,6 - 548,4 = 14,2 \frac{кДж}{кг}$$

6. Определим часовой расход фреона-12:

$$G_{фр} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{600 \cdot 10^6}{129,1 \cdot 10^3} = 4647 \frac{кг}{ч}$$

7. Определим мощность компрессора:

$$N = \frac{G_{фр} \cdot l_Ц}{3600} = \frac{4647 \cdot 14,2}{3600} = 18,3 кВт$$

8. Холодильный коэффициент цикла без переохлаждения:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_Ц} = \frac{129,1}{14,2} = 9,1$$

Для самостоятельного решения выбираем данные из таблицы 15

Таблица 15

№ по порядку / параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_1, ^{0}C	-8	-15	-10	-20	-11	-8	-9	-10	-9	-8
p,МПа	0,5	0,4	0,6	0,7	0,5	0,4	0,5	0,6	0,5	0,4
t_5, ^{0}C	10	11	12	13	14	13	12	11	10	11
Q_0,МДж/ч	620	615	625	619	618	617	616	624	623	622
№ по порядку / параметр	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
t_1, ^{0}C	-7	-10	-11	-12	-10	-9	-15	-14	-13	-12
p,МПа	0,6	0,7	0,5	0,4	0,6	0,7	0,5	0,4	0,6	0,7

t_5,^{0}C	12	13	14	15	14	13	12	11	10	12
Q_0,МДж/ч	621	625	624	623	623	622	621	620	619	618

Задача 13

В аммиачной холодильной установке влажный пар аммиака при t_1 = - 5^{0}C и степени сухости x_1 = 0,95 изоэнтропно сжимается до давления 7,243 бар, пока не становится сухим насыщенным. После этого он поступает в конденсатор, гле превращается в жидкость, а затем переохлаждается до t_3 = 10^{0}C. После дросселирования пар подсушивается. Отбирая из охлаждаемого объекта теплоту, наконец, снова поступает в компрессор. Холодопроизводительность установки Q_0 = 800 МДж/ч. Определить холодильный коэффициент установки и сравните его с холодильным коэффициентом цикла Карно для того же интервала температур.

Дано:

$t_1 = -5^0 C$

$x_1 = 0{,}95$

$t_3 = 10^0 C$

$Q_0 = 800 \frac{МДж}{ч}$

$\varepsilon_K - ? \varepsilon - ?$

Решение:

1. Определим холодильный коэффициент цикла Карно:

$$\varepsilon_K = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

По условиям решения задачи температура холодного источника соответствует заданной и равна: T_1= -5+273=268 К. Температуре горячего источника соответствует заданная температура t_3 = 10^{0}C или, в уравнении холодильного коэффициента T_2 = 10 + 273 = 283К. Тогда можно определить холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_K = \frac{268}{283 - 268} = 17{,}9$$

2. Холодильный коэффициент холодильной установки определяется уравнением:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L_Ц} = \frac{q_0}{l_Ц}$$

Таким образом, для определения холодильного коэффициента необходимо определить удельную холодопроизводительность цикла q_0 и теплоту, отданную в конденсаторе q_1.

3. Тепло, отданное в конденсаторе, определяем по таблице приложения 6.

Из таблицы предварительно определим температуру конденсации, соответствующую заданной величине давления. При давлении 7,243 бар температура конденсации составляет величину 288 К. Затем выписываем для этой температуры значения энтропии влажного пара аммиака и соответствующую величину теплоты парообразования:

$$r = 1206\ \frac{кДж}{кг}$$

$$s'_{288} = 4{,}25$$

Таким образом, тепло, отданное в конденсаторе, будет равно:

q_1 = 1206 кДж /кг

4. Определим удельную холодопроизводительность:
   Приведем уравнение удельной холодопроизводительности:

$$q_0 = r \cdot (x_1 - x_4)$$

Здесь r – теплота парообразования, которую определяем по таблице приложения 6 при температуре Т = 268 К (-5^0С). Для определения степени сухости пара аммиака из таблицы приводим величины энтропии влажного и сухого пара аммиака:

$$r = 1280\ \frac{кДж}{кг}$$

$$s'_{268} = 4{,}17\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

$$s''_{268} 8{,}689\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$$

Определи степень сухости пара аммиака в охлаждаемом помещении:

$$x_4 = \frac{s'_{288} - s'_{268}}{s''_{268} - s'_{268}} = \frac{4{,}25 - 3{,}91}{8{,}689 - 3{,}91} = 0{,}071$$

Тогда удельная холодопроизводительность:

$$q_0 = 1280 \cdot (0{,}95 - 0{,}071) = 1125\ \frac{кДж}{кг}$$

5. Работа цикла:

$$l_Ц = q_1 - q_0 = 1206 - 1125 = 81\ \frac{кДж}{кг}$$

6. Холодильный коэффициент установки:

$$\varepsilon = \frac{1125}{81} = 13{,}8$$

Для самостоятельного решения выбираем данные из таблицы 17

Таблица 17

№ по порядку / параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_1,^{0}C	-5	-6	-7	-8	-9	10	-9	-8	-7	-6
x_1	0,95	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,97	0,94	0,96	0,97
t_3,^{0}C	10	12	15	11	13	14	10	11	14	13
P, бар	7,2	4,29	5,12	6,1	8,5	9,9	5,5	7,2	6,1	8,5
№ по порядку / параметр	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
t_1,^{0}C	-5	-4	-6	-7	-8	-9	-10	-6	-7	-9
x_1	0,93	0,91	0,97	0,96	0,98	0,95	0,94	0,93	0,92	0,97
t_3,^{0}C	12	15	14	10	11	13	12	14	15	16
P, бар	9,9	7,2	4,3	5,1	6,1	7,2	8,5	9,9	6,1	5,1

ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

1. Найти мощность холодильной машины, работающей по идеальному циклу на фреоне R12, если температура нижнего источника составляет -30°С, степень повышения давления и мощность компрессора соответственно равны 5,0 и 12,5 кВт.
2. Определить мощность холодильной машины, работающей по реальному циклу без переохладителя на фреоне R12, если температура нижнего источника равна -25°С, электромеханический к.п.д. компрессора ηэм=0,9, степень повышения давления 6,0, мощность на привод компрессора 20 кВт.
3. Хладопроизводительность холодильной машины, работающей по идеальному циклу на фрепне 12, составляет 10 кВт на температурном уровне -70°С. Найти мощность на привод компрессора, если степень повышения давления равна 100.
4. Хладопроизводительность холодильной машины, работающей по реальному циклу без переохладителя на хладоне R12, составляет 15 кВт на температурном уровне -40°С. Задаваясь минимальной разностью температур в испарителе, найти мощность на привод компрессора, если его электромеханический к.п.д. составляет 0,91, степень повышения давления 10.
5. Холодильная машина работает по идеальному циклу на фреоне R12B1, температура нижнего источника составляет -30°С, степень повышения давления 10. Необходимо найти холодильный коэффициент установки.
6. Холодильная машина работает по реальному циклу без переохладителя на фреоне R12B1, нижняя температура хладопроизводительности составляет -17°С, степень повышения давления 5, электромеханический к.п.д. компрессора ηэм=0,92. Найти холодильный коэффициент, задаваясь минимальной разностью температур в испарителе.
7. Найти мощность теплонасосной установки, работающей по идеальному циклу на фреоне R12B1, если температура верхнего источника равна 65°С, степень повышения давления компрессора 5, мощность компрессора 10 кВт.
8. Определить мощность теплонасосной установки, работающей по реальному циклу без переохладителя на фреоне R12B1, задаваясь минимальной разностью температур в конденсаторе, если температура верхнего источника равна 60°С, электромеханический к.п.д. компрессора ηэм=0,92, степень повышения давления 5, мощность на привод компрессора 12 кВт.

9. Мощность теплового насоса, работающего по идеальному циклу на фреоне R12B1 равна 15 кВт на температурном уровне +65 °С. Необходимо определить мощность на привод компрессора, если степень повышения давления равна 5.
10. Мощность теплонасосной установки, работающей по реальному циклу без переохладителя на фреоне фреоне R12B1, составляет 20 кВт. Температурный уровень верхнего источника составляет 60°С. Степень повышения давления компрессора 5,3. Найти мощность на привод компрессора, задаваясь его электромеханическим к.п.д. и минимальной разностью температур в конденсаторе.
11. Тепловой насос работает по идеальному циклу на фреоне R502. Температура верхнего источника равна +60°С, степень повышения давления в компрессоре 4,2, необходимо определить коэффициент трансформации теплоты.
12. Тепловой насос работает по реальному циклу без переохладителя на фреоне R502. Температура верхнего источника составляет +60°С, степень повышения давления в компрессоре 5,8. Задаваясь минимальной разностью температур в конденсаторе, необходимо найти коэффициент трансформации теплоты.
13. Температура нижнего источника составляет +5°С, мощность испарителя 10 кВт, степень повышения давления 3,5. Определить мощность теплового насоса, работающего по идеальному циклу на фреоне R13B1.
14. Температура нижнего источника составляет 10°С, мощность испарителя 10 кВт, степень повышения давления 5,5, электромеханический к.п.д. компрессора 0,9. Определить мощность теплового насоса, работающего по реальному циклу на фреоне R12, задаваясь минимальной разностью температур в испарителе.
15. Температура верхнего источника составляет 60°С, мощность испарителя 10 кВт, степень повышения давления 4,0. Определить мощность теплового насоса, работающего по идеальному циклу на фреоне R12.

Учебно-методическое обеспечение лабораторных занятий по дисциплине

ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

1. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ПАРОЖИДКОСТНОЙ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

1.1. Цель работы

Исследование цикла работы парожидкостной компрессионной холодильной установки (ПЖКХУ) при различных температурах испарения и конденсации рабочего агента. Выявление характера зависимости холодильного коэффициента установки от температуры испарения и конденсации рабочего агента.

1.2. Задание

1. Изучить указания к выполнению данной лабораторной работы.
2. Разработать блок-схему и программу для расчета цикла работы ПЖКХУ.
3. Согласно исходным данным, просчитать:

– цикл ПЖКХУ при различной температуре испарения рабочего агента, оставляя неизменной температуру конденсации рабочего агента. По результатам расчета построить зависимость холодильного коэффициента от температуры испарения рабочего агента:

$$\varepsilon = f_1(t_{исп})$$

– цикл ПЖКХУ при различной температуре конденсации рабочего агента, оставляя неизменной температуру испарения рабочего агента. По результатам расчета построить зависимость холодильного коэффициента от температуры конденсации рабочего агента:

$$\varepsilon = f_2(t_{конд})$$

4. Провести анализ полученных результатов и сделать необходимые выводы.
5. Оформить отчет согласно требованиям, предъявляемым к оформлению отчета.

1.3. Указания к выполнению работы

Принципиальная схема и цикл работы ПЖКХУ в T,S - диаграмме приведены на рис. 1. Установка работает следующим образом. Тепло от объекта охлаждения на низко потенциальном температурном уровне T_0 подводится к рабочему агенту в испарителе IV. В результате подвода теплоты рабочий агент кипит в испарителе при давлении P_0 и температуре $T_0 = T_{исп}$, и переходит в состояние сухого насыщенного пара, определяемом точкой 1.

После испарения пары рабочего агента сжимаются в компрессоре I, где их давление повышается с P_0 до $P_к$. Температура при этом повышается с T_0 до T_2. Из-за взаимодействия молекул рабочего агента и наличия трения между его молекулами и рабочими поверхностями компрессора процесс сжатия в компрессоре 1-2 не совпадает с изоэнтропным (идеальным) процессом сжатия $1\text{-}2'$. Из компрессора пар поступает в конденсатор II, где в результате отвода тепла к теплоприемнику, которым в большинстве случаев является окружающая среда, происходит охлаждение и конденсация рабочего агента. Жидкий хладагент при давлении $P_к$ и температуре $T_к$ поступает на расширение в детандер III.

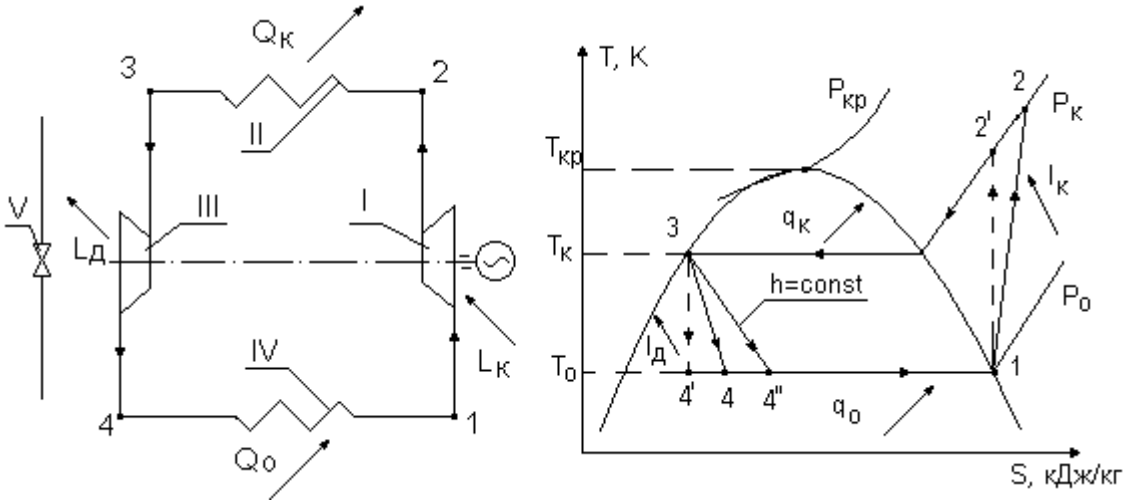


Рис. 1. Принципиальная схема ПЖКХУ и процессы работы в T,S - диаграмме

I - компрессор; II - конденсатор; III - детандер; IV - испаритель; V - дроссельный вентиль

В результате расширения рабочего агента с совершением полезной работы его давление падает с $P_к$ до P_0 и температура снижается с $T_к$ до T_0. Из-за наличия необратимых потерь процесс расширения в детандере 3 - 4 не совпадает с изоэнтропным расширением 3 - $4'$. Расширение рабочего агента с давления $P_к$ до P_0 может производиться и в дроссельном вентиле V без совершения полезной работы. При дросселировании энтальпия рабочего агента остается постоянной, а температура также снижается с $T_к$ до T_0 (процесс 3 - $4''$).

После детандера (дроссельного вентиля) охлажденный рабочий агент подается в испаритель IV, где к нему подводится теплота от объекта охлаждения. Таким образом, в установке осуществляется обратный цикл и происходит отвод тепла от объекта охлаждения на низко потенциальном температурном уровне $T_0 < T_{окр.ср}$ с последующей трансформацией на более высокий температурный уровень $T_к \approx T_{окр.ср}$.

При замене детандера дроссельным вентилем значительно упрощается установка, но не происходит совершение полезной работы и уменьшается холодопроизводительность.

Количество энергии, отводимой от установки, равняется количеству энергии, подводимой к установке:

$$Q_0 + L_к = Q_к + L_Д,$$

или в удельном виде, по отношению к единице массы:

$$q_к - q_0 = l_к - l_Д,$$

где q_0, Q_0 – удельная (кДж/кг) и полная (кВт) холодопроизводительность установки соответственно;

$q_к, Q_к$ – удельное (кДж/кг) и полное (кВт) количество теплоты, отводимое от рабочего агента в конденсаторе установки;

$l_к, L_к$ – удельная (кДж/кг) и полная (кВт) работа сжатия рабочего агента в компрессоре;

$l_Д, L_Д$ – удельная (кДж/кг) и полная (кВт) работа расширения рабочего агента в детандере.

Полная холодопроизводительность установки, кВт:

$$Q_0 = G_{ра} \cdot q_0 = G_{ра} \cdot (h_1 - h_4),$$

где $G_{ра}$ – массовый расход рабочего агента, циркулирующего в элементах установки, кг/с;

h_1, h_4 – энтальпия рабочего агента на выходе и на входе в испаритель, кДж/кг.

Полное количество теплоты, отводимое от рабочего агента в конденсаторе, кВт:

$$Q_к = G_{ра} \cdot q_к = G_{ра} \cdot (h_2 - h_3),$$

где h_2, h_3 – энтальпия рабочего агента на входе и на выходе из конденсатора, кДж/кг.

Энтальпия рабочего агента в точке 2 определяется как:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_2' - h_1}{\eta_{ik}},$$

где h_2' – энтальпия рабочего агента на выходе из компрессора в случае изоэнтропного сжатия, кДж/кг;

η_{ik} – внутренний КПД компрессора.

В случае применения детандера для расширения рабочего агента энтальпия в точке 4 будет определяться как:

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_4') \cdot \eta_{iД},$$

где h_4' – энтальпия рабочего агента на выходе из детандера в случае изоэнтропного расширения, кДж/кг;

$\eta_{iД}$ – внутренний КПД детандера.

Полная работа сжатия рабочего агента в компрессоре, кВт:

$$L_к = G_{ра} \cdot l_к = \frac{G_{ра} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{эм.к}},$$

где $\eta_{эм.к}$ – электромеханический КПД компрессора.

Полная работа расширения рабочего агента в детандере, кВт:

$$L_Д = G_{ра} \cdot l_Д = G_{ра} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{эм.Д},$$

где $\eta_{эм.Д}$ – электромеханический КПД детандера.

Удельная работа цикла установки, кДж/кг:

$$l_ц = l_к - l_Д$$

Полная работа цикла установки, кВт:

$$L_ц = G_{ра} \cdot l_ц = L_к - L_Д$$

При расширении рабочего агента в дроссельном вентиле работа цикла равняется работе сжатия рабочего агента в компрессоре.

Отношение полной холодопроизводительности установки к полной работе цикла называется холодильным коэффициентом ε:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L_ц} = \frac{G_{ра} \cdot q_0}{G_{ра} \cdot l_ц}$$

При постоянном массовом расходе рабочего агента во всех элементах установки холодильный коэффициент определяется как:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_ц}$$

Величина, обратная холодильному коэффициенту, называется удельным расходом электроэнергии на единицу холодопроизводительности установки:

$$э_x = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{L_ц}{Q_0}$$

В процессе расчета холодильной установки необходимо определить следующие величины:

- параметры рабочего агента в характерных точках схемы (P, T, h, s, υ);
- удельную и полную тепловую нагрузку испарителя (q_0, Q_0);
- массовый расход хладагента;
- удельную и полную тепловую нагрузку конденсатора ($q_к, Q_к$);
- удельную и полную работу компрессора ($l_к, L_к$);
- удельную и полную работу детандера ($l_Д, L_Д$);
- удельную и полную работу цикла установки ($l_ц, L_ц$);
- холодильный коэффициент установки;
- удельный расход электроэнергии на единицу вырабатываемого холода;
- электрические мощности компрессора и детандера.

1.4. Порядок проведения лабораторной работы

1. Исходные данные берутся студентом из таблицы П1 Приложения. Номер по журналу соответствует номеру варианта исходных данных.
2. Для заданного рабочего агента по T,S - диаграмме определяются параметры рабочего агента в характерных точках схемы ПЖКХУ (P, T, h, s, υ).
3. Составляется блок-схема и разрабатывается программа расчета цикла работы ПЖКХУ.
4. При помощи разработанной программы просчитывается:

– цикл ПЖКХУ при различной температуре испарения рабочего агента. Температура конденсации рабочего агента остается неизменной. По результатам расчета строится зависимость холодильного коэффициента от температуры испарения рабочего агента:

$$\varepsilon = f_1(t_{исп});$$

– цикл ПЖКХУ при различной температуре конденсации рабочего агента. Температура испарения рабочего агента остается неизменной. По результатам расчета строится зависимость холодильного коэффициента от температуры конденсации рабочего агента:

$$\varepsilon = f_2(t_{конд}).$$

5. Производится анализ полученных результатов и делаются выводы по проделанной работе.

1.5. Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе выполняется каждым студентом и должен содержать:
1. Краткое описание целей работы и основные расчетные зависимости.
2. Блок-схему программы расчета цикла работы ПЖКХУ.
3. Исходные данные и результаты расчета. Результаты расчета должны быть представлены в виде таблиц 5.1, 5.2 и 5.3.

Таблица 5.1.

Параметры рабочего агента в характерных точках схемы

Характерные точки схемы	Параметры рабочего агента				
	P, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/(кг°C)	υ, м^3/кг
1					
2					
3					
4					

Таблица 5.2.

Результаты расчета цикла работы ПЖКХУ при $t_{конд} = const$

$t_{исп.}$, °C	$t_{конд.}$, °C	$Q_о$, кВт	$Q_к$, кВт	$L_к$, кВт	$L_д$, кВт	$L_ц$, кВт	$N_к$, кВт	$N_д$, кВт	$э_х$	ε
	—									
	—									
	—									

Таблица 5.3.

Результаты расчета цикла работы ПЖКХУ при $t_{исп} = const$

$t_{исп.}$, °C	$t_{конд.}$, °C	$Q_о$, кВт	$Q_к$, кВт	$L_к$, кВт	$L_д$, кВт	$L_ц$, кВт	$N_к$, кВт	$N_д$, кВт	$э_х$	ε
—										
—										
—										

4. Расчетные зависимости: $\varepsilon = f_1(t_{исп})$ и $\varepsilon = f_2(t_{конд})$.
5. Выводы по проделанной работе.

1.6. Контрольные вопросы

1. Схема и процессы работы идеальной ПЖКХУ.
2. Отличия идеальной и реальной ПЖКХУ.
3. Многоступенчатые ПЖКХУ.
4. Достоинства и недостатки многоступенчатых ПЖКХУ.
5. Общая характеристика рабочих агентов, применяемых в ПЖКХУ.
6. Хладоносители, применяемые в ПЖКХУ.
7. Назначение нагнетательных и расширительных машин, используемых в ПЖКХУ.
8. Основное и вспомогательное оборудование, применяемое в ПЖКХУ.

2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛА РАБОТЫ ГАЗОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

2.1. Цель работы

Исследование цикла работы газовой компрессионной холодильной установки (ГКХУ) при различной температуре рабочего агента на входе в компрессор и на выходе из охладителя. Определение зависимости холодильного коэффициента установки от температуры рабочего агента на входе в компрессор и на выходе из охладителя.

2.2. Задание

1. Изучить указания к выполнению данной лабораторной работы.
2. Разработать блок-схему и программу для расчета цикла работы ГКХУ.
3. Согласно исходным данным, просчитать:

– цикл ГКХУ при различной температуре газа на входе в компрессор, оставляя неизменным давление рабочего агента в нагревателе и охладителе установки, температуру газа на входе в нагреватель и температуру газа на выходе из охладителя. По результатам расчета построить зависимость холодильного коэффициента от температуры газа на входе в компрессор:

$$\varepsilon = f_1(t_1);$$

– цикл ГКХУ при различной температуре газа на выходе из охладителя, оставляя неизменными степень повышения давления газа в компрессоре и температуру газа на входе в компрессор. По результатам расчета построить зависимость холодильного коэффициента от температуры охлаждения рабочего агента в охладителе:

$$\varepsilon = f_2(t_3).$$

4. Провести анализ полученных результатов и сделать необходимые выводы.
5. Оформить отчет согласно требованиям, предъявляемым к оформлению отчета.

2.3. Указания к выполнению работы

Принципиальная схема и цикл работы в T,S - диаграмме ГКХУ приведены на рис. 1. При работе ГКХУ не происходит изменения агрегатного состояния рабочего агента. Во всех элементах установки рабочий агент находится в состоянии газа.

Установка работает следующим образом. Тепло от объекта охлаждения на низко потенциальном температурном уровне $T_н$ подводится к рабочему агенту в нагревателе IV. В результате подвода теплоты температура рабочего агента повышается при постоянном давлении $p_н$ от T_4 до T_1. После нагревания рабочий агент поступает в компрессор I, где в результате подвода внешней работы происходит его сжатие, сопровождающееся повышением давления с $p_н$ до $p_м$. В реальном компрессоре процесс сжатия рабочего агента 1-2 не совпадает с изоэнтропным (идеальны) процессом сжатием $1\text{-}2'$. При этом, работа, затрачиваемая на сжатие рабочего агента в реальном компрессоре будет больше, чем при идеальном процессе. После компрессора сжатый рабочий агент при давлении $p_м$ поступает в охладитель II, где в результате отвода тепла от рабочего агента к теплоприемнику (в окружающую среду), температура рабочего агента снижается от T_2 до

T_3 при постоянном давлении $p_м$. Охлажденный рабочий агент после охладителя при давлении $p_м$ и температуре T_3 поступает на расширение в детандер III.

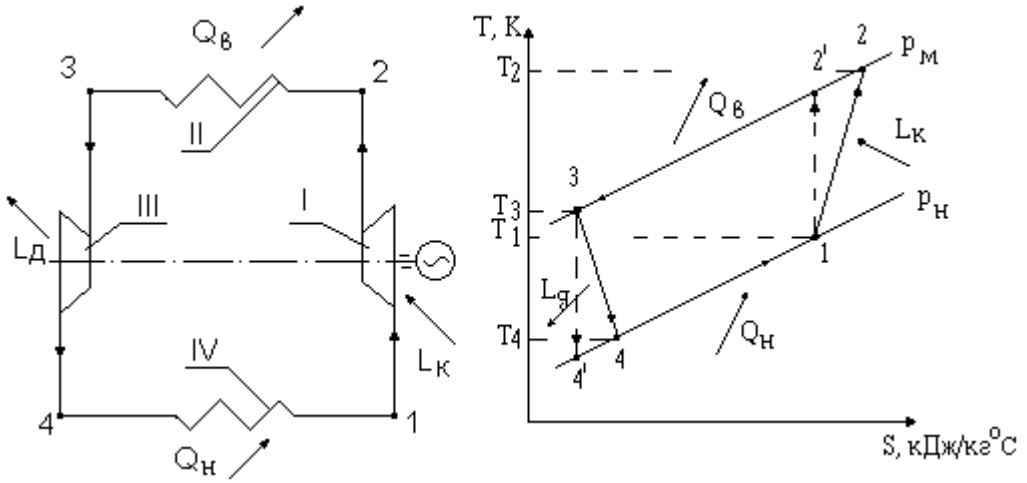


Рис. 1. Принципиальная схема ГКХУ и процессы работы в T,S -диаграмме
I - компрессор; II - охладитель; III - детандер; IV - нагреватель

В результате расширения рабочего агента в детандере с совершением полезной работы, его давление снижается с $p_м$ до $p_н$, а температура уменьшается с T_3 до T_4. Из-за наличия необратимых потерь процесс расширения в детандере 3-4 не совпадает с изоэнтропным расширением 3-$4'$.

После детандера рабочий агент подается в нагреватель IV, где к нему подводится теплота от объекта охлаждения. Таким образом в установке вырабатывается холод и осуществляется процесс повышения потенциала тепла с низко потенциального температурного уровня $T_н < T_{окр.ср}$ до более высокого температурного уровня $T_в \approx T_{окр.ср}$.

Удельная холодопроизводительность установки, кДж/кг:

$$q_н = h_1 - h_4 = Cp \cdot (T_1 - T_4),$$

где h_1, h_4 - энтальпия рабочего агента на выходе и на входе в нагреватель соответственно, кДж/кг;

Cp - изобарная теплоемкость рабочего агента, кДж/кг^{0}С;

T_1, T_4 - температура рабочего агента на выходе и на входе в нагреватель соответственно, ^{0}С.

Удельная тепловая нагрузка охладителя, кДж/кг:

$$q_в = h_2 - h_3 = Cp \cdot (T_2 - T_3),$$

где h_2, h_3 - энтальпия рабочего агента на входе и на выходе из охладителя соответственно, кДж/кг;

T_2, T_3 - температура рабочего агента на входе и на выходе из охладителя соответственно, ^{0}С.

Удельная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг:

$$l_к = h_2 - h_1 = Cp \cdot (T_2 - T_1)$$

Удельная работа расширения в детандере, кДж/кг:

$$l_Д = h_3 - h_4 = Cp \cdot (T_3 - T_4)$$

Удельная работа цикла установки, кДж/кг:

$$l_ц = l_к - l_Д$$

Полные тепловые нагрузки теплообменных аппаратов (нагревателя и охладителя) и полные работы сжатия, расширения и цикла определяются произведением соответствующих удельных величин на массовый расход рабочего агента, циркулирующего в элементах установки.

Полная холодопроизводительность установки, кВт:

$$Q_н = q_н \cdot G_{ра},$$

где $G_{ра}$ - массовый расход рабочего агента, кг/с.

Полная тепловая нагрузка охладителя, кВт:

$$Q_в = q_в \cdot G_{ра}$$

Полная работа компрессора, кВт:

$$L_к = l_к \cdot G_{ра}$$

Полная работа детандера, кВт:

$$L_Д = l_Д \cdot G_{ра}$$

Полная работа цикла установки, кВт:

$$L_ц = l_ц \cdot G_{ра}$$

Энергетический баланс установки:

$$Q_н + L_к = Q_в + L_Д,$$

или в удельном виде:

$$q_в - q_н = l_к - l_Д = l_ц$$

Отношение полной холодопроизводительности установки к полной работе цикла называется холодильным коэффициентом ε:

$$\varepsilon = \frac{Q_н}{L_ц} = \frac{G_{ра} \cdot q_н}{G_{ра} \cdot l_ц}$$

При постоянном массовом расходе во всех элемента установки ($G_{ра} = const$) холодильный коэффициент определяется как:

$$\varepsilon = \frac{q_н}{l_ц}$$

Величина, обратная холодильному коэффициенту, называется удельным расходом электроэнергии на единицу холодопроизводительности установки:

$$э_x = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{L_ц}{Q_н}$$

В процессе расчета холодильной установки необходимо определить следующие величины:

- параметры рабочего агента в характерных точках схемы (P, T, h, s, υ);
- удельную холодопроизводительность установки;
- массовый расход рабочего агента;
- удельную и полную тепловую нагрузку охладителя;
- удельную и полную работу компрессора;
- удельную и полную работу детандера;
- удельную и полную работу цикла ГКХУ;
- холодильный коэффициент установки;
- удельный расход электроэнергии на единицу вырабатываемого холода.

Примечание: при расчете установки принимается:
– Рабочим агентом является воздух.
– Изобарную теплоемкость воздуха принять: $Cp = 1{,}01 \frac{кДж}{кг^0C} = const$
– Показатель адиабаты: K = 1,4.
– Удельная энтропия воздуха при нормальных условиях:

$$S_{н.у.} = S_{(p,t)} = S_{(0,1;20)} = 6{,}78 \frac{кДж}{кг^0C}$$

– Теплообменные аппараты установки являются идеальными (тепловые и гидравлические потери не учитываются).

2.4. Порядок проведения лабораторной работы

1. Исходные данные берутся студентом из таблицы П2 Приложения. Номер по журналу соответствует номеру варианта исходных данных.
2. Для заданного рабочего агента (для всех вариантов – воздух) по T,S - диаграмме определяются параметры в характерных точках схемы ГКХУ (P, T, h, s, υ).
3. Составляется блок-схема и программа расчета цикла работы ГКХУ.
4. При помощи разработанной программы просчитывается:
– цикл ГКХУ при различной температуре газа на входе в компрессор. Давление рабочего агента в нагревателе и охладителе установки, температура газа на входе в нагреватель и температура газа на выходе из охладителя остаются неизменными. По результатам расчета строится зависимость холодильного коэффициента от температуры газа на входе в компрессор:

$$\varepsilon = f_1(t_1);$$

– цикл ГКХУ при различной температуре газа на выходе из охладителя. Неизменными остаются: степень повышения давления газа в компрессоре и температура газа на входе в компрессор. По результатам расчета строится зависимость холодильного коэффициента от температуры охлаждения рабочего агента в охладителе:

$$\varepsilon = f_2(t_3)$$

5. Производится анализ полученных результатов и делаются выводы по проделанной работе.

2.5. Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе выполняется каждым студентом и должен содержать:
1. Краткое описание целей работы и основные расчетные зависимости.
2. Блок-схему программы расчета цикла работы ГКХУ.
3. Исходные данные и результаты расчета. Результаты расчета представляются в виде таблиц 5.1, 5.2 и 5.3.

Таблица 5.1.

Параметры рабочего агента в характерных точках схемы

Характерные точки схемы	Параметры рабочего агента				
	P, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/(кг°C)	υ, м³/кг
1					
2					

3					
4					

Таблица 5.2.

Результаты расчета цикла работы ГКХУ при $t_3 = const$

t_1, °C	t_3, °C	$Q_н$, кВт	$Q_в$, кВт	$L_к$, кВт	$L_д$, кВт	$L_ц$, кВт	$э_х$	ε
	—							
	—							
	—							

Таблица 5.3.

Результаты расчета цикла работы ГКХУ при $t_1 = const$

t_1, °C	t_3, °C	$Q_н$, кВт	$Q_в$, кВт	$L_к$, кВт	$L_д$, кВт	$L_ц$, кВт	$э_х$	ε
—								
—								
—								

4. Расчетные зависимости: $\varepsilon = f_1(t_1)$ и $\varepsilon = f_2(t_3)$.
5. Выводы по проделанной работе.

2.6. Контрольные вопросы

1. Идеальный цикл Карно ГКХУ.
2. Идеальный цикл Джоуля ГКХУ.
3. Цикл реальной ГКХУ.
4. Реальная ГКХУ с квазициклом.
5. Достоинства и недостатки ГКХУ.
6. Многоступенчатое сжатие, применяемое в ГКХУ.
7. Рабочие агенты, применяемые в ГКХУ.

3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ГАЗОВЫХ КОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

3.1. Цель работы

Исследование цикла работы газовой компрессионной холодильной установки с регенеративным теплообменном (ГКХУРТ) при различной степени регенерации. Выяснить влияние регенеративного теплообмена на холодопроизводительность, работу цикла и холодильный коэффициент установки.

3.2. Задание

1. Изучить указания к выполнению данной лабораторной работы.
2. Разработать блок-схему и программу для расчета цикла работы ГКХУРТ.
3. Согласно исходным данным, просчитать:

– цикл ГКХУРТ при различной степени регенерации рабочего агента, оставляя неизменным давление рабочего агента в нагревателе и охладителе установки, температуру газа на входе в нагреватель и температуру газа на выходе из охладителя. По результатам расчета построить зависимость холодильного коэффициента установки от степени регенерации:

$$\varepsilon = f(\sigma)$$

4. Провести анализ полученных результатов и сделать необходимые выводы.
5. Оформить отчет согласно требованиям, предъявляемым к оформлению отчета.

3.3. Указания к выполнению работы

Для получения холода более низкого потенциала с помощью газовой холодильной установки и уменьшения количества энергии, требуемой для работы установки, необходимо уменьшить температуру газа на входе в детандер. Охлаждение газа перед детандером осуществляется потоком газа, выходящим из нагревателя в регенеративном теплообменнике. При этом температура газа на входе в детандер снижается до $T_н$, а температура газа, поступающего в компрессор увеличивается до $T_в = T_{окр.ср}$.

При применении регенеративного теплообмена уменьшается работа сжатия в компрессоре, т.к. уменьшается степень повышения давления рабочего агента. Принципиальная схема и процессы работы ГКХУРТ в T,S - диаграмме приведены на рис. 1.

Установка работает следующим образом. Тепло от объекта охлаждения на низко потенциальном температурном уровне $T_н$ подводится к рабочему агенту в нагревателе V. В результате подвода теплоты температура рабочего агента повышается при постоянном давлении p_1 от T_5 до T_6. После нагревания рабочий агент поступает в регенеративный теплообменник III, где происходит его дальнейшее нагревание до температуры T_1 за счет отвода теплоты $Q_{рег}$ от холодного потока газа, движущегося из охладителя II.

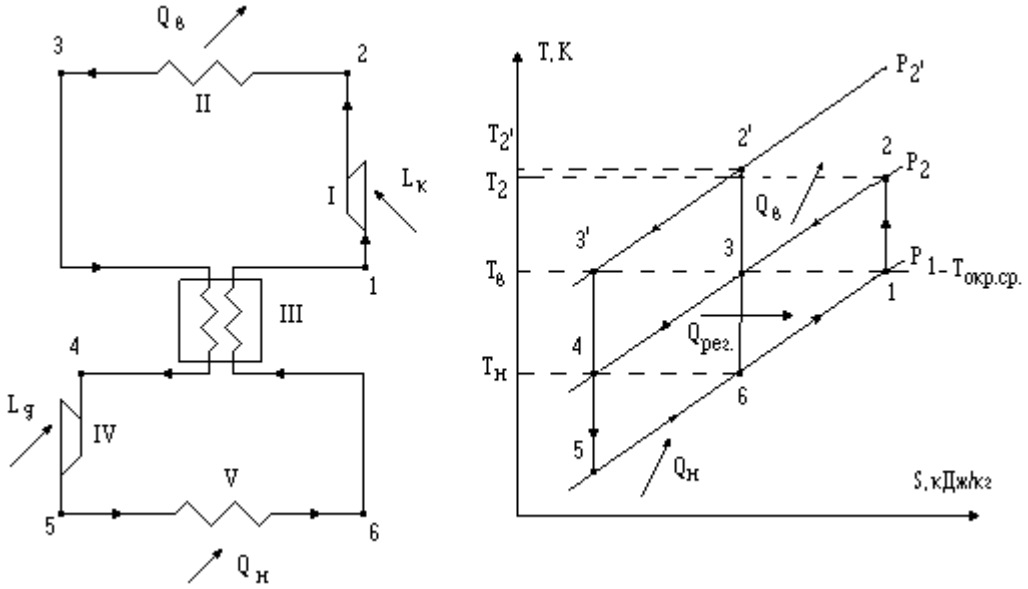


Рис.3.1. Принципиальная схема ГКХУРТ и процессы работы в T,S -диаграмме

I - компрессор; II - охладитель; III - регенеративный теплообменник; IV - детандер; V - нагреватель.

Затем рабочий агент поступает в компрессор I, где в результате подвода внешней работы происходит его сжатие, сопровождающееся повышением давления с p_1 до p_2. После компрессора сжатый рабочий агент при давлении p_2 поступает в охладитель II, где благодаря отводу тепла от рабочего агента к теплоприемнику (в окружающую среду), температура рабочего агента снижается от T_2 до T_3 при постоянном давлении p_2. Охлажденный рабочий агент после охладителя при давлении p_2 и температуре T_3 поступает в регенеративный теплообменник III, где отдает свое тепло встречному потоку газа, движущемуся из нагревателя. При этом его температура понижается с T_3 до T_4. Далее рабочий агент поступает на расширение в детандер IV.

В результате расширения рабочего агента в детандере с совершением полезной работы, его давление снижается с p_2 до p_1 и температура уменьшается с T_4 до T_5. После детандера рабочий агент подается в нагреватель V, где к нему подводится теплота от объекта охлаждения.

Цикл 6 - $2'$ - $3'$ - 5 - 6: газовый цикл без применения регенерации теплоты (степень регенерации: $\sigma = 0$).

Цикл 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 1: газовый цикл с предельной регенерацией (степень регенерации: $\sigma = 1$).

Степень регенерации - это отношение действительного количества теплоты ($Q_{рег.действ.}$), переданного в регенеративном теплообменном аппарате к максимально возможному ($Q_{рег.возм.}$):

$$\sigma = \frac{Q_{рег.действ.}}{Q_{рег.возм.}} = \frac{q_{рег.действ.}}{q_{рег.возм.}} = \frac{h_1 - h_6}{h_3' - h_6} = \frac{Cp \cdot (T_1 - T_6)}{Cp \cdot (T_3' - T_6)}$$

Удельная холодопроизводительность установки, кДж/кг:

$$q_н = h_6 - h_5 = Cp \cdot (T_6 - T_5),$$

где h_5, h_6 - энтальпия рабочего агента на входе и на выходе из нагревателя соответственно, кДж/кг;

Cp - изобарная теплоемкость рабочего агента, кДж/кг^{0}С;

T_5, T_6 - температура рабочего агента на входе и на выходе из нагревателя соответственно, ^{0}С.

Удельная тепловая нагрузка охладителя, кДж/кг:

$$q_в = h_2 - h_3 = Cp \cdot (T_2 - T_3),$$

где h_2, h_3 - энтальпия рабочего агента на входе и на выходе из охладителя соответственно, кДж/кг;

T_2, T_3 - температура рабочего агента на входе и на выходе из охладителя соответственно, ^{0}С.

Удельная тепловая нагрузка регенеративного теплообменника, кДж/кг:

$$q_{рег} = h_1 - h_6 = h_3 - h_4 = Cp \cdot (T_1 - T_6) = Cp \cdot (T_3 - T_4),$$

где h_1 - энтальпия рабочего агента на входе в компрессор, кДж/кг;

h_4 - энтальпия рабочего агента на входе в детандер, кДж/кг;

T_1 - температура рабочего агента на входе в компрессор, ^{0}С;

T_4 - температура рабочего агента на входе в детандер, ^{0}С.

Удельная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг:

$$l_к = h_2 - h_1 = Cp \cdot (T_2 - T_1)$$

Удельная работа расширения в детандере, кДж/кг:

$$l_Д = h_4 - h_5 = Cp \cdot (T_4 - T_5)$$

Удельная работа цикла установки, кДж/кг:

$$l_ц = l_к - l_Д$$

Полные тепловые нагрузки теплообменных аппаратов (нагреватель, охладитель и регенеративный теплообменник) и полные работы сжатия, расширения и цикла определяются произведением соответствующих удельных величин на массовый расход рабочего агента, циркулирующего в элементах установки.

Полная холодопроизводительность установки, кВт:

$$Q_н = q_н \cdot G_{ра},$$

где $G_{ра}$ - массовый расход рабочего агента, кг/с.

Полная тепловая нагрузка охладителя, кВт:

$$Q_в = q_в \cdot G_{ра}$$

Полная тепловая нагрузка регенеративного теплообменника, кВт:

$$Q_{рег} = q_{рег} \cdot G_{ра}$$

Полная работа компрессора, кВт:

$$L_к = l_к \cdot G_{ра}$$

Полная работа детандера, кВт:

$$L_Д = l_Д \cdot G_{ра}$$

Полная работа цикла установки, кВт:

$$L_ц = l_ц \cdot G_{ра}$$

Энергетический баланс установки:

$$Q_н + L_к = Q_в + L_Д,$$

или в удельном виде:

$$q_в - q_н = l_к - l_Д = l_ц$$

Отношение полной холодопроизводительности установки к полной работе цикла называется холодильным коэффициентом ε:

$$\varepsilon = \frac{Q_н}{L_ц} = \frac{G_{ра} \cdot q_н}{G_{ра} \cdot l_ц}$$

При постоянном массовом расходе во всех элемента установки ($G_{ра} = const$) холодильный коэффициент определяется как:

$$\varepsilon = \frac{q_н}{l_ц}$$

Величина, обратная холодильному коэффициенту, называется удельным расходом электроэнергии на единицу холодопроизводительности установки:

$$э_x = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{L_ц}{Q_н}$$

В процессе расчета холодильной установки необходимо определить следующие величины:

- параметры рабочего агента в характерных точках схемы (P, T, h, s, υ);
- удельную холодопроизводительность установки;
- массовый расход рабочего агента;
- удельную и полную тепловую нагрузку охладителя;
- удельную и полную тепловую нагрузку регенеративного теплообменника;
- удельную и полную работу компрессора;
- удельную и полную работу детандера;
- удельную и полную работу цикла ГКХУРТ;
- холодильный коэффициент установки;
- удельный расход электроэнергии на единицу вырабатываемого холода.

Примечание: при расчете установки принимается:
– Рабочим агентом является воздух.
– Изобарную теплоемкость воздуха принять: $Cp = 1{,}01 \frac{кДж}{кг^0 C} = const$
– Показатель адиабаты: K = 1,4.
– Удельная энтропия воздуха при нормальных условиях:

$$S_{н.у.} = S_{(p,t)} = S_{(0{,}1;20)} = 6{,}78 \frac{кДж}{кг^0 C}$$

– Теплообменные аппараты установки являются идеальными (тепловые и гидравлические потери не учитываются).

3.4. Порядок проведения лабораторной работы

1. Исходные данные берутся студентом из таблицы П3 Приложения. Номер по журналу соответствует номеру варианта исходных данных.
2. Для заданного рабочего агента (для всех вариантов – воздух) по T,S - диаграмме определяются параметры в характерных точках схемы ГКХУРТ (P, T, h, s, υ).
3. Составляется блок-схема и программа расчета цикла работы ГКХУРТ.
4. При помощи разработанной программы просчитывается:
– цикл ГКХУРТ при различной степени регенерации рабочего агента. Давление рабочего агента в нагревателе и охладителе установки, температура газа на входе в нагреватель и

температура газа на выходе из охладителя остаются неизменными. По результатам расчета строится зависимость холодильного коэффициента от степени регенерации:

$$\varepsilon = f(\sigma)$$

5. Производится анализ полученных результатов и делаются выводы по проделанной работе.

3.5. Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе выполняется каждым студентом и должен содержать:
1. Краткое описание целей работы и основные расчетные зависимости.
2. Блок-схему программы расчета цикла работы ГКХУРТ.
3. Исходные данные и результаты расчета. Результаты расчета представляются в виде таблиц 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1.

Параметры рабочего агента в характерных точках схемы

Характерные точки схемы	Параметры рабочего агента				
	P, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/(кг°C)	υ, м^3/кг
1					
2					
3					
4					
5					
6					

Таблица 5.2.

Результаты расчета цикла работы ГКХУРТ

σ	Δσ	$Q_н$, кВт	$Q_в$, кВт	$L_к$, кВт	$L_д$, кВт	$L_ц$, кВт	$э_х$	ε

4. Расчетную зависимость: $\varepsilon = f(\sigma)$.
5. Выводы по проделанной работе.

3.6. Контрольные вопросы

1. Схема и процессы работы ГКХУРТ в T,S - диаграмме.
2. Отличия ГКХУ от ГКХУРТ.
3. Достоинства и недостатки ГКХУРТ.
4. Область использования ГКХУРТ.
5. Рабочие агенты, используемые в ГКХУРТ.
6. Нагнетательные и расширительные машины, применяемые в ГКХУРТ.
7. Регенеративные теплообменники, используемые в ГКХУРТ.

Учебно-методическое обеспечение к самостоятельной работе студентов по дисциплине

ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Профиль «Энергообеспечение предприятий»
Методическое обеспечение РПД Б1.В.ДВ.05.01 «Основы трансформации тепла»
Учебно-методические рекомендации к самостоятельной работе студентов включают:

1. задание на курсовую работу;
2. комплект тестовых заданий;
3. экзаменационные вопросы.

Вопросы по усвоению теоретического материала и оценке практических навыков приведены в рабочей программе после каждого раздела дисциплины.

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ.

Курсовая работа по дисциплине «Основы трансформации тепла» - это комплексная самостоятельная работа обучающегося.

Номер варианта выбирается по номеру студента в журнале.

Выполнению курсовой работы должно предшествовать изучение теоретических основ соответствующего раздела курса с использованием рекомендуемой литературы.

Курсовая работа может быть оформлен письменно на бумажном носителе. Титульный лист подписывается студентом, на нем производится регистрация работы. На титульном листе преподавателем проставляется отметка о допуске к защите и приводится рецензия курсовой работы.

При выполнении курсовой работы необходимо соблюдать следующие условия.

Страницы рукописи должны быть пронумерованы. Текст условия следует приводить полностью. Работу следует писать от руки чернилами или печатать на одной стороне листа.

Решения должны быть краткими, но исчерпывающими. Решение вести поэтапно, с пояснением каждого хода решения. При вычислении искомых величин необходимо написать расчетную формулу в буквенном выражении, подставить численные значения всех входящих в формулу параметров и привести окончательный ответ. В приводимых расчетных формулах поясняют все входящие в них параметры. Обозначения величин и терминология должны соответствовать принятым в учебниках.

У всех размерных величин должна быть проставлена размерность.

При решении следует строго следить за соблюдением единства размерностей величин, входящих в ту или иную расчетную зависимость.

Значение всех коэффициентов следует обосновать ссылкой на литературу с указанием автора, названия источника и номера страницы.

При оформлении ответов и решении задач обязательно выполнение необходимого иллюстрационного материала (графики, силовые и скоростные многоугольники, схемы потоков и т.д.).

Чертежи к работе, как правило, следует выполнять на компьютере в любой графической среде и вшивать в работу.

При построении расчетных графиков нужно указать величины, откладываемые по осям графика, с обозначением их размерностей.

В конце работы привести список литературы, которой пользовался студент в процессе выполнения работы, с указанием автора, названия, места и года издания.

Все отмеченные рецензентом ошибки должны быть исправлены, а сделанные указания выполнены.

Цель выполнения курсовой работы заключается в формировании знаний и умений, необходимых для выполнения расчетов по определению геометрических размеров холодильной (морозильной) камеры; нахождению полной холодопроизводительности одноступенчатых парожидкостных компрессионных трансформаторов тепла на примере холодильных установок; в определении параметров рабочего агента в характерных точках схемы и расчете основных энергетических характеристик элементов схемы.

Задание на курсовою работу:

1. Определить параметры холодильной (морозильной) камеры:

1) грузовой объем камеры, $м^3$;

2) грузовую площадь камеры, $м^2$;

3) габаритные размеры камеры (Длина х Ширина х Высота), м.

2. Определить полную холодопроизводительность холодильной установки (Q_0, кВт), для чего:

1) выполнить расчет теплоизоляции ограждающих конструкций холодильной (морозильной) камеры;

2) рассчитать теплопритоки через ограждающие конструкции камеры Q_1, кВт;

3) рассчитать теплопритоки от продуктов при их холодильной обработке Q_2, кВт;

4) рассчитать теплопритоки от наружного воздуха при вентиляции камеры Q_3, кВт;

5) рассчитать теплопритоки от различных внутренних источников при эксплуатации камеры Q_4, кВт;

6) рассчитать теплопритоки от фруктов (овощей) при «дыхании» Q_5, кВт (при необходимости).

3. Определить параметры рабочего агента в характерных точках схемы одноступенчатой парожидкостной компрессионной холодильной установки (ПЖКХУ) без регенеративного теплообменника (схема №1, рис. 1) и с ним (схема №2, рис. 2).

4. Определить удельные тепловые и энергетические нагрузки основных элементов схемы: испарителя, конденсатора и компрессора.

5. Определить полные тепловые и энергетические нагрузки основных элементов схемы: испарителя, конденсатора и компрессора.

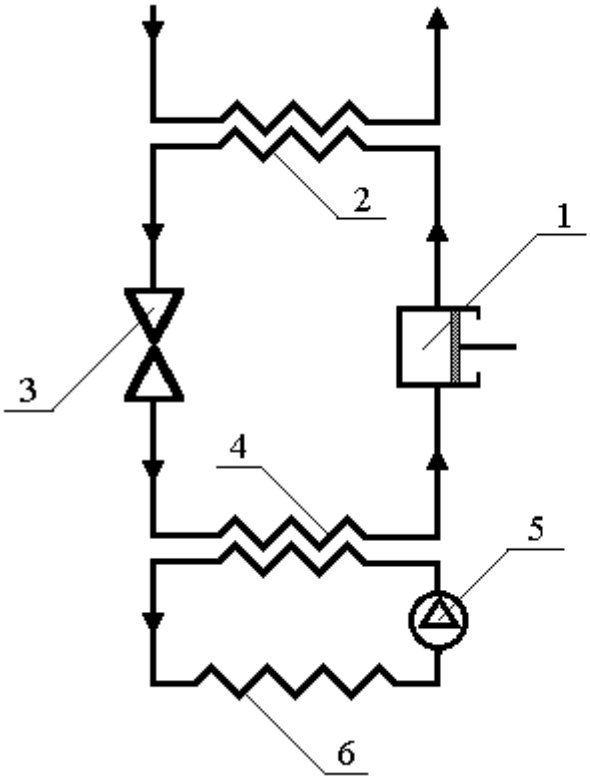
6. Определить термодинамические показатели эффективности работы холодильных установок: холодильный коэффициент, удельный расход энергии на производство единицы холода и КПД.

7. Представить на листе графической части формата А2 принципиальные схемы, процессы работы в T,S – диаграммах и результаты расчета холодильных установок в табличной форме.

8. Провести сравнительный анализ полученных результатов и сделать необходимые выводы.

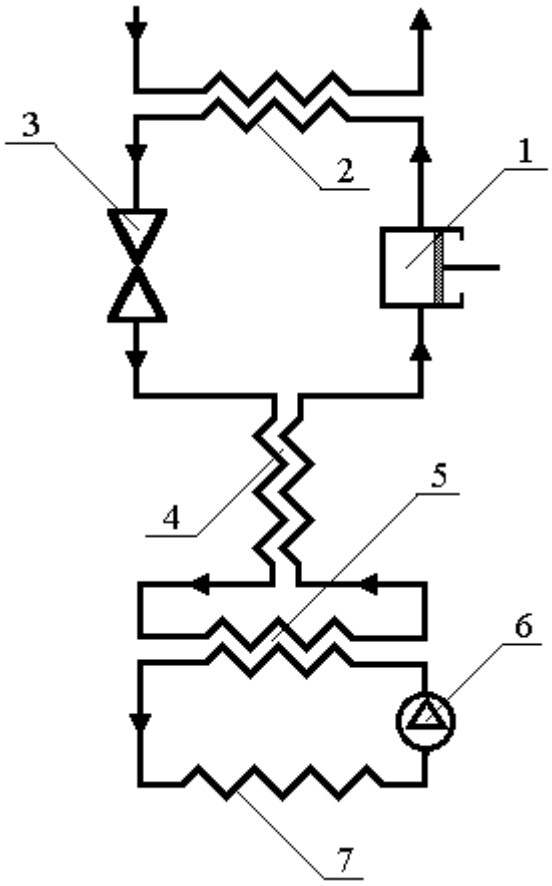
Объектами рассмотрения являются:

- холодильная (морозильная) камера;
- парожидкостная компрессионная холодильная установка без регенеративного теплообменного аппарата (схема №1, рис. 1). Рабочий агент выбирается в соответствии с исходными данными;
- парожидкостная компрессионная холодильная установка с регенеративным теплообменным аппаратом (схема №2, рис. 2). Рабочий агент выбирается в соответствии с исходными данными.



1 - компрессор (поршневой)
2 - конденсатор
3 - дроссель
4 - испаритель
5 - циркуляционный насос
6 - холодильная камера

Рис. 1. Принципиальная схема одноступенчатой ПЖКХУ без регенеративного теплообменника



1 - компрессор (поршневой)
2 - испаритель
3 - дроссель
4 - регенеративный теплообменник
5 - испаритель
6 - циркуляционный насос
7 - холодильная камера

Рис. 2. Принципиальная схема одноступенчатой ПЖКХУ с регенеративным теплообменником

Исходные данные для выполнения расчетов представлены в табл. 1, 2 и выбираются студентом согласно номеру по журналу.

Обозначения в таблице 2:

Рабочий агент: для ПЖКХУ без регенератора (схема №1) / для ПЖКХУ с регенератором (схема №2);
$t_{н1}$ – температура хладоносителя на входе в испаритель;
$t_{н2}$ – температура хладоносителя на выходе из испарителя;
$t_{в1}$ – температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора;
$t_{в2}$ – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор;
$\Delta t_{и}$ – конечная разность температур в испарителе;
$\Delta t_{к}$ – конечная разность температур в конденсаторе;
$\Delta t_{р}$ – конечная разность температур в регенеративном теплообменнике;
η_{i} – внутренний КПД компрессора;
$\eta_{эм}$ – электромеханический КПД компрессора.

Таблица 1.

Исходные данные для расчета холодильной (морозильной) камеры

№	Обрабатываемые продукты	Место расположения объекта	Емкость камеры, т	Высота камеры, м	Температура в камере, ^{o}C
1	2	3	4	5	6
1	Говядина мороженная (в четвертинах)	Орёл	600	5	-32
2	Сыр (без тары)	Красноярск	560	4	-3
3	Яблоки	Москва	625	6	1
4	Масло сливочное (в картонных ящиках)	Пенза	1100	5	-29
5	Птица мороженная	Ростов-на-Дону	630	6	-25
6	Рыба мороженная (в картонных ящиках)	Курск	640	5	-35
7	Творог	Санкт-Петербург	800	4	-4
8	Свинина мороженная	Петрозаводск	760	6	-23
9	Груши	Воронеж	540	5	2
10	Рыбное филе мороженное (в картонных ящиках)	Тверь	1200	6	-33
11	Говядина мороженная (в полутушах)	Рязань	450	5	-20
12	Консервы (в картонных ящиках)	Пермь	1150	6	3
13	Яблоки	Иваново	520	5	4
14	Колбасные изделия	Смоленск	680	6	-5
15	Баранина мороженная	Псков	420	5	-15
16	Сыр (в деревянных ящиках)	Киров	570	4	0
17	Консервы (в деревянных ящиках)	Екатеринбург	700	4	-2
18	Птица мороженная	Брянск	580	5	-30
19	Говядина мороженная (в четвертинах и полутушах)	Самара	590	6	-27
20	Цитрусовые (в фанерных ящиках)	Тула	530	4	4
21	Консервы (в кортонных ящиках)	Саратов	920	5	5
22	Рыба соленая	Нижний Новгород	1000	6	-1

23	Сметана	Оренбург	880	4	2

Таблица 2.

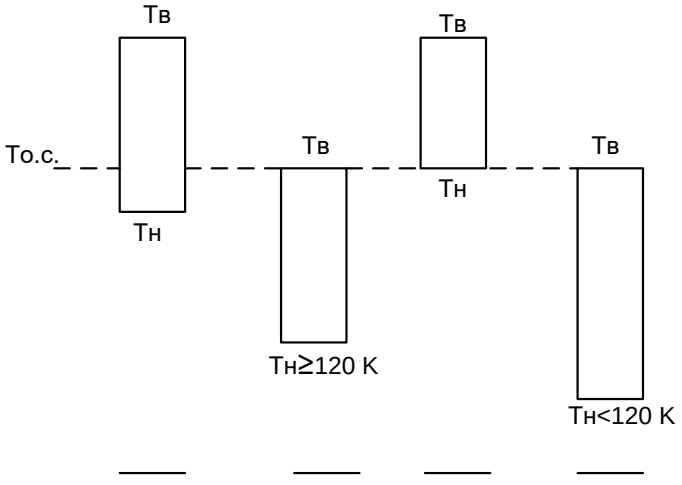
Исходные данные для расчета холодильных установок (без регенеративного теплообменника и с ним)

№	Рабочий агент	$t_{н1}$, °C	$t_{н2}$, °C	$t_{в1}$, °C	$t_{в2}$, °C	$\Delta t_и$, °C	$\Delta t_к$, °C	$\Delta t_р$, °C	η_i, %	$\eta_{эм}$, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	R402a / R404a	-35	-40	20	15	5	3	15	0,80	0,95
2	R134a / R401a	-6	-11	18	14	4	4	14	0,81	0,94
3	R401b / R600a	-2	-7	16	12	3	5	13	0,82	0,93
4	R402a / R404a	-32	-37	14	10	2	6	12	0,83	0,92
5	R114 / R290	-28	-33	12	8	5	3	11	0,84	0,91
6	R402a / R404a	-38	-43	22	17	4	4	10	0,85	0,90
7	R717 / R134a	-7	-12	20	15	3	5	15	0,80	0,95
8	R401b / R600a	-26	-31	18	14	2	6	14	0,81	0,94
9	R134a / R717	-1	-6	16	12	5	3	13	0,82	0,93
10	R402a / R404a	-36	-41	14	10	4	4	12	0,83	0,92
11	R717 / R134a	-23	-28	12	8	3	5	11	0,84	0,91
12	R401b / R600a	0	-5	22	17	2	6	10	0,85	0,90
13	R134a / R717	1	-4	20	15	5	3	15	0,80	0,95
14	R134a / R401a	-8	-13	18	14	4	4	14	0,81	0,94
15	R717 / R134a	-18	-23	16	12	3	5	13	0,82	0,93
16	R134a / R401a	-3	-8	14	10	2	6	12	0,83	0,92
17	R401c / R406a	-5	-10	12	8	5	3	11	0,84	0,91
18	R402a / R404a	-33	-38	22	17	4	4	10	0,85	0,90
19	R402a / R404a	-30	-35	20	15	3	5	15	0,80	0,95
20	R134a / R717	1	-4	18	14	2	6	14	0,81	0,94
21	R401c / R406a	2	-3	16	12	5	3	13	0,82	0,93
22	R134a / R401a	-4	-9	14	10	4	4	12	0,83	0,92
23	R717 / R134a	-1	-6	12	8	3	5	11	0,84	0,91

ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ

1. Установите соответствие между температурной зоной использования трансформаторов тепла и их назначением

а) теплонасосные установки
б) комбинированные установки
в) криогенные установки
г) холодильные установки



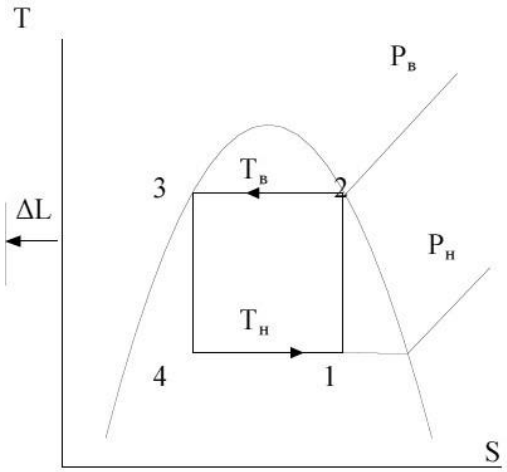
2. По характеру трансформации генераторы холода делятся на
а) установки непрерывного и периодического действия
б) термомеханические и электромагнитные системы
в) термотрансформаторы с повышающей и расщепительной схемами
г) установки, работающие по замкнутому циклу, разомкнутому и квазициклу

3. Трансформаторами тепла называют
а) технические системы, при помощи которых осуществляется перенос тепловой энергии от источников с более высокой температурой к объектам с более низкой температурой
б) устройства, в которых осуществляется теплообмен между двумя или несколькими средами
в) технические системы, при помощи которых осуществляется перенос тепловой энергии от источников с более низкой температурой к объектам с более высокой температурой
г) устройства, предназначенные для получения водяного пара или нагревания воды

4. Система хладоснабжения включает в себя:
а) трансформатор тепла, трубопроводы для перекачки хладоносителя, объект потребления
б) испаритель, детандер, теплообменный аппарат, компрессор, конденсатор
в) источник тепла, трубопровод для передачи тепловой энергии, объект потребления
г**)** испаритель, конденсатор, компрессор, дроссель

5. Опишите принцип работы идеального трансформатора тепла

В испарителе от охлаждаемого тела отбирается теплота низкого потенциала, которая передается через поверхность нагрева _____ _____. Рабочий агент в испарителе _____ при низком давлении и соответствующей ему низкой температуре. Пары рабочего агента после испарителя сжимаются _____ до более высокого давления, температура при этом _____. Из _____ сжатые пары рабочего агента поступают в конденсатор, где теплота _____ от рабочего агента в окружающую среду. _____ рабочего агента поступает в детандер и _____ в нем до давления $P_н$. В процессе _____ в детандере происходит частичное _____ рабочего агента, сопровождающееся _____ температуры агента до $T_н$. Из детандера в испаритель поступает _____ смесь.



Цикл работы идеального трансформатора тепла в TS-диаграмме

6. В какой из установок в процессе работы не меняется агрегатное состояние рабочего тела:
а) парожидкостная компрессионная
б) адсорбционная
в) газовая компрессионная
г) абсорбционная

7. Преимуществом аммиака как хладоносителя является:
а) пониженная токсичность
б) низкая теплота парообразования
в) низкое значение показателя адиабаты
г) коррозионно пассивен к стали

8. Основными недостатками фреонов являются:
а) малая растворимость воды
б) пожаро-взрывобезопасность
в) низкое значение теплоты парообразования
г) утечки через теплоносители

9. Рабочим агентом бромистолитиевой абсорбционной холодильной установки является:
а) метан
б) бромистый литий
в) азот
г) вода

10. Теплоприёмником в рефрижераторных установках является
а) специальный прибор
б) окружающая среда
в) внутренняя среда
г) объект охлаждения

11. Расщепительная трансформация тепла осуществляется

а) в рефрижераторных установках
б) в струйных вихревых установках
в) в холодильных установках
г) на ТЭЦ

12. В процессах трансформации тепла используются
а) три вида энергии (электрическая, энергия потока вещества и энергия передаваемая в виде теплового потока)
б) только один вид энергии (механическая энергия)
в) только один вид энергии (электрическая энергия)
г) только один вид энергии (энергия потоков вещества)

13. Эксергия для механической и электрической энергий равна
а) 1
б) 0
в) сумме двух энергий
г) соответствующей работе

14. В рефрижераторных установках примером внутренних потерь может служить
а) отличие температуры тела от температуры хладагента
б) процесс, связанный с дросселированием, гидравлическим сопротивлением, трением в машинах
в) потеря через тепловую изоляцию
г) ничего из вышеперечисленного

15. Неон это
а) фреон
б) металл
в) инертный газ с большой теплотой парообразования
г) неметалл

16. В абсорбционных трансформаторах тепла применяется только такие рабочие агенты для которых:
а) найдены соответствующие поглотители
б) найдены соответствующие заместители
в) найдены соответствующие химические добавки
г) любые рабочие агенты

17. Холодильный коэффициент равен
а) количеству тепла, которое переносится через единичную поверхность за 1 секунду, если градиент температур равен 1
б) отношению теплопроводности к удельной теплоёмкости при постоянном давлении
в) количеству тепла, передаваемому от одной среды к другой единицей поверхности в единицу времени при разности температур сред в 1 °С

г) отношению холодопроизводительности к количеству энергии (работе), затраченной в единицу времени на осуществление холодильного цикла

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ

1. Классификация трансформаторов тепла.
2. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме идеального одноступенчатого парожидкостного трансформатора тепла (холодильной установки).
3. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реального одноступенчатого парожидкостного трансформатора тепла (холодильной установки) без охладителя.
4. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реального одноступенчатого парожидкостного трансформатора тепла (холодильной установки) с охладителем.
5. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реального одноступенчатого парожидкостного трансформатора тепла (холодильной установки) с регенерацией.
6. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реального двухступенчатого парожидкостного трансформатора тепла (холодильной установки).
7. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реального каскадного парожидкостного трансформатора тепла (холодильной установки).
8. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реальной двухступенчатой парожидкостной теплонасосной установки.
9. Схема и принцип работы идеальной абсорбционной холодильной установки по повышающей схеме.
10. Схема и принцип работы идеальной абсорбционной холодильной установки по расщепительной схеме.
11. Схема и процессы работы в h,□– диаграмме реальной абсорбционной холодильной установки по повышающей схеме.
12. Струйные трансформаторы тепла, общая характеристика. Типы струйных трансформаторов тепла.
13. Схема и принцип работы пароэжекторной холодильной установки.
14. Струйный компрессор. Принципиальная схема и принцип действия.
15. Вихревые трансформаторы тепла. Процессы работы вихревой трубы.
16. Газовые трансформаторы тепла. Достоинства и недостатки газовых трансформаторов тепла по сравнению с парожидкостными.
17. Идеальные газовые циклы со стационарными процессами: цикл Карно и цикл Джоуля.
18. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме идеального одноступенчатого газового трансформатора тепла (холодильной установки) по циклу Джоуля.
19. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реального одноступенчатого газового трансформатора тепла (холодильной установки) по циклу Джоуля.
20. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме реального одноступенчатого газового трансформатора тепла (холодильной установки) по циклу Джоуля с регенерацией.
21. Схема и процессы работы в T,S – диаграмме идеального многоступенчатого газового трансформатора тепла (холодильной установки) по циклу Джоуля.
22. Схема и принцип работы реальной газовой холодильной установки с вакуумным квазициклом.
23. Газожидкостные трансформаторы тепла. Ожижение, замораживание и низкотемпературное разделение.