

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

**Изучение работы парокомпрессионной холодильной установки**

Методические указания к лабораторной работе

САМАРА 2017

УДК 533

ББК 31.31

Составители: А.А. Шиманов, Е. В. Благин, Д.А. Угланов, Ю.И. Цыбизов

**Изучение работы парокомпрессионной холодильной установки:** Методические указания к лабораторной работе/ Самарский университет; А.А. Шиманов, Е. В. Благин, Д.А. Угланов, Ю.И. Цыбизов; Самара, 2017. – 215 с.

Приведены методические указания для лабораторной работы по исследованию парокомпрессионной холодильной машины.

Пособие (Методические указания) предназначено для студентов, обучающихся по следующим направлениям подготовки бакалавра: 13.03.03 – Энергетическое машиностроение, 15.03.04 - Автоматизация технологических процессов и производств. 15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 – Двигатели летательных аппаратов; по специальности 24.05.02 – Проектирование авиационных двигателей и энергетических установок, по направлению подготовки магистров 24.04.05 - Двигатели летательных аппаратов, а также может быть полезно слушателям курсов, аспирантам и специалистам. Разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева.

Рецензент:



## Циклы паровых компрессионных холодильных машин

В качестве рабочих веществ (холодильных агентов) в паровых холодильных машинах могут быть использованы вещества с технически допустимым давлением насыщенных паров во всем диапазоне температур цикла. Как будет ясно из дальнейшего, желательно, чтобы холодильный агент имел большую величину скрытой теплоты парообразования и достаточно высокую критическую температуру.

В компрессионных холодильных машинах вода не используется как холодильный агент, несмотря на ее доступность, абсолютную безвредность и дешевизну. Недостатком воды как холодильного агента является чрезмерно низкое давление кипения при ограниченном диапазоне получаемых температур — не ниже  $-4^{\circ}\text{C}$ . Например, температуре кипения воды  $2^{\circ}\text{C}$  соответствует давление 0,0072 бар; в обычной компрессионной машине поддерживать такое низкое давление невозможно.

До последних лет в холодильной технике использовались в качестве холодильных агентов: хлористый метил ( $\text{CH}_3\text{Cl}$ ), углекислота ( $\text{CO}_2$ ) и наиболее часто аммиак ( $\text{NH}_3$ ). Аммиак применяется главным образом в холодильных машинах с поршневыми компрессорами для получения температур не ниже  $-65^{\circ}\text{C}$ .

За исключением аммиака, применявшиеся ранее холодильные агенты вытесняются в настоящее время группой веществ, называемых фреонами — фторхлорпроизводными углеводородов типа  $\text{C}_m\text{H}_x\text{F}_y\text{Cl}_z$ . Число возможных фторхлорпроизводных чрезвычайно велико, причем многие из них в настоящее время синтезируются в достаточных количествах.

Температура кипения фреонов при атмосферном давлении в зависимости от их химического состава изменяется в широком интервале, что дает возможность применять их в холодильной технике для самых различных целей.

Преимуществом цикла компрессионной паровой холодильной машины по сравнению с циклом воздушной холодильной машины является то, что использование рабочего вещества в обеих фазах — жидкой и газообразной — делает принципиально возможным техническое осуществление обратного цикла Карно (рис. 1).

Схема паровой компрессионной машины приведена на рис. 2.

На этой схеме 1 — охлаждаемое помещение (испаритель); 2 — компрессор; 3 — конденсатор; 4 — расширительный цилиндр.

На рис. 2 представлен цикл паровой холодильной машины в координатах  $p-v$  и на рис. 4 — в координатах  $T-s$ .

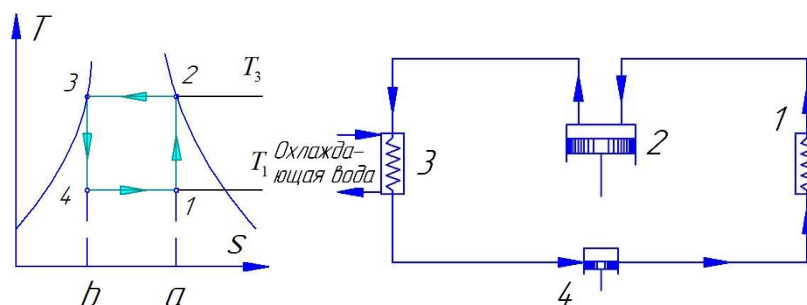


Рисунок 1 – схема и  $T-s$ - диаграмма холодильной установки, работающей по обратному циклу Карно

В процессе 4 1 испарения жидкого холодильного агента при температуре  $T_1$  и давлении  $p_1$  отнимается тепло от охлаждаемого помещения. Состояние влажного пара, засасываемого компрессором, характеризуется точкой 1. Компрессор сжимает пар адиабатически по линии 1 2. Состояние в точке 2 соответствует сухому насыщенному пару, однако в общем случае адиабата 1 2 может располагаться как левее, так и правее и конечное состояние холодильного агента может соответствовать как влажному, так и перегретому пару.

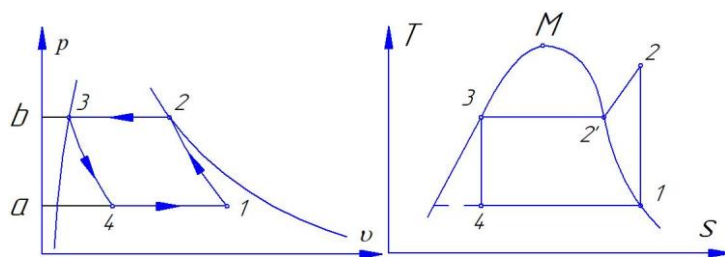


Рисунок 2 – p-V- и T-s диаграммы парокомпрессионной холодильной установки

Сжатый холодильный агент поступает в конденсатор, где осуществляется процесс отдачи тепла (линии 2 3) при постоянном давлении  $p_3$  и соответствующей ему температуре  $T_3$ .

Осуществление адиабатического расширения жидкости по линии 3 4 требует наличия расширительного цилиндра.

Холодильный коэффициент рассмотренного теоретического цикла, понятно, совпадает с таковым для цикла Карно:

$$\varepsilon_t = \frac{q_t}{l'} = \frac{T_1}{T_3 - T_1}.$$

На рис. 2 площадь 1 2 3 4 1 графически представляет собой работу, затраченную в холодильной машине. Она равняется разности между работой  $i_2-i_1$ , затрачиваемой в компрессоре и измеряемой площадью 1 2 b a 1, и работой  $i_3-i_4$ , получаемой в расширительном цилиндре и измеряемой площадью 3 4 a b 3, малой по сравнению с 1 2 b a 1.

Цикл реальной холодильной паровой компрессионной машины несколько отличается от обратного цикла Карно, что объясняется сложностью конструктивного выполнения и эксплуатации отдельных элементов машины, работающей по циклу Карно, и практической целесообразностью некоторых изменений. Эти изменения заключаются в следующем:

1. В паровой компрессионной холодильной машине расширительный цилиндр отсутствует. Вместо расширения в цилиндре пар дросселируется

при помощи регулирующего (дроссельного) вентиля, причем изменением степени открытия регулирующего вентиля устанавливается поступление в испаритель определенного количества холодильного агента в соответствии с заданной холодопроизводительностью.

Замена расширительного цилиндра дроссельным вентилем значительно упрощает устройство машины, а дополнительные потери, вызванные наличием дросселя, оказываются практически несущественными вследствие большой величины отношения теоретической работы сжатия и расширения в исходном цикле Карно.

2. Перед подачей в компрессор влажный пар сепарируется до состояния сухого насыщенного пара, так что процесс сжатия происходит в области перегретого пара. Благодаря этому, как уже отмечалось выше, холодопроизводительность машины увеличивается.

Рассмотрим характерные особенности цикла реальной холодильной паровой машины.

Как уже упоминалось ранее, в результате адиабатического расширения пара в расширительном цилиндре может быть произведена полезная внешняя работа  $i_3 - i_4$ , изображаемая на  $p-v$  диаграмме (рис. 2) площадью  $3-4-a-b$ .

При замене расширительного цилиндра дроссельным вентилем расширение происходит по необратимой адиабате, причем так, чтобы значения энтальпий  $h$  и  $h$  в начале и конце процесса оказались одинаковыми.

В процессе адиабатического дросселирования полезная работа не производится. Следовательно, в результате замены расширительного цилиндра дроссельным вентилем имеет место потеря работы

$$\Delta l = i_3 - i_4,$$

равная работе расширения пара в расширительном цилиндре. На эту же величину возрастает затрачиваемая на привод машины внешняя работа.

«Потерянная» работа превращается в тепло и воспринимается холодильным агентом. В результате этого в дроссельном вентиле происходит бесполезное парообразование и холодопроизводительность машины уменьшается от значения  $i_1 - i_4$  до  $i_1 - i_5$ , т. е. на величину  $i_5 - i_4 = -i_3 - i_4$ .

Таким образом, потеря работы в дроссельном вентиле приводит к равной ей по величине потере холодопроизводительности машины (это следует также и из равенства  $q'' = q + l'$  при условии  $q'' = \text{const}$ ).

Холодопроизводительность  $q$  паровой компрессионной холодильной машины с дроссельным вентилем изображается (рис. 6) площадью  $1-5-b-d-1$ , а затрачиваемая работа, равная работе компрессора ( $l'_{\text{сж}} = i_2 - i_1$ ), — площадью  $1-2-2'-3-6-1$ . Площадью  $4-5-б-с-4$  изображается потеря холодопроизводительности, а также и потеря работы. Последняя равна (рис. 5) сумме площади  $3-4-6-3$  и работы сжатия жидкости  $V_3(P_2 - P_1)$ .

Относительная потеря работы от замены расширительного цилиндра регулирующим вентилем (рис. 3) выражается отношением

$$\frac{\Delta l'}{l'} = \frac{\text{пл.}3463 + v_3(p_2 - p_1)}{\text{пл.}(12ба1)}$$

и зависит от природы применяемого холодильного агента, в частности от теплоемкости его в жидком состоянии и теплоты парообразования  $r$ , т. е. является функцией  $r/c'$ .

Чем меньше теплоемкость  $c'$  жидкости, тем круче проходит левая пограничная кривая и, следовательно, тем меньше (рис. 3) площадь  $3-4-6-3$  и потеря работы  $\Delta l'$ . Равным образом чем больше ширина цикла, тем меньше при прочих равных условиях относительная потеря работы.

Потеря от дроссельного вентиля может быть также несколько уменьшена путем переохлаждения сконденсированного холодильного агента, поскольку при этом уменьшается площадь  $3-4-6-3$ .



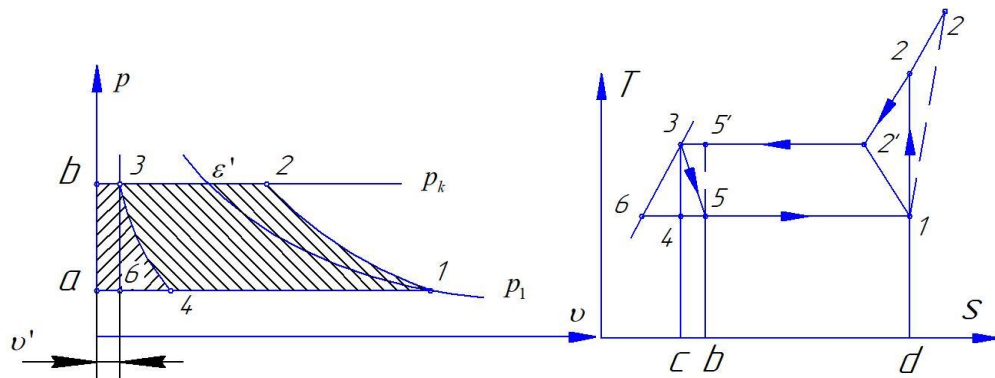


Рисунок 3 – Цикл парокompрессионной холодильной машины с дроссельным вентилем

Теоретический холодильный коэффициент паровой компрессионной машины с дроссельным вентилем (рис. 3) равняется:

$$\varepsilon_t = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}$$

Цикл 1 2 2' 3 4 (рис. 3), в котором процесс сжатия в компрессоре осуществляется в области перегретого пара, обладает сравнительно большей холодопроизводительностью, чем обратный цикл Карно.

Теоретический холодильный коэффициент этого цикла равняется:

$$\varepsilon_t = \frac{i_1 - i_4}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)}$$

Разность энтальпий в точках 1 и 4 равна  $(1-x_4) r_1$ . Чтобы найти  $x_4$ , воспользуемся уравнением, согласно которому

$$ds' + d \frac{xr}{T} = 0$$

В результате интегрирования получаем:

$$s'_3 - s'_6 = \frac{x_4 r_1}{T_1}$$

Имея в виду, что

$$s'_3 = s''_2 - \frac{r_3}{T_3},$$

$$s''_2 - s''_1 = \int_{T_1}^{T_3} \frac{c''}{T} dT,$$

$$s''_1 - s'_6 = \frac{r_1}{T},$$

получаем:

$$(1 - x_4)r_1 = T_1 \left( \frac{r_3}{T_3} - \int_{T_1}^{T_3} \frac{c''}{T} dT \right).$$

С другой стороны,

$$(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4) = (i_2 - i_3) - (i_1 - i_4) = r_3 + \int_{T_3}^{T_2} c_p dT - (i_1 - i_4)$$

Подставив сюда найденное ранее значение  $i_1 - i_4$ , получим:

$$(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4) = (i_2 - i_3) - (i_1 - i_4) = r_3 \left(1 - \frac{T_1}{T_3}\right) + T_1 \int_{T_1}^{T_3} \frac{c''}{T} dT + \int_{T_3}^{T_2} c_p dT.$$

Таким образом,

$$\varepsilon_t = \frac{\frac{r_3}{T_3} - \int_{T_1}^{T_3} \frac{c''}{T} dT}{r_3 \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_3} \right) + \int_{T_1}^{T_3} \frac{c''}{T} dT + \frac{1}{T_1} \int_{T_3}^{T_2} c_p dT}.$$

Если воспользоваться средним значением теплоемкости насыщенного пара в интервале температур  $T_1$  и  $T_3$ , а теплоемкость  $c_p$  перегретого пара считать постоянной величиной, то выражение для  $\varepsilon_t$ , учитывая сравнительно небольшое различие в температурах  $T_1$  и  $T_3$ , можно привести к следующему виду:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_k \frac{Kl'' - \frac{1}{\varepsilon_k}}{Kl'' - 1 - \varepsilon_k \frac{T_3}{T_1} (T_2 - T_3) \frac{c_p}{c''}}.$$

Здесь через  $K_1''$  обозначено значение числа Клаузиуса  $r/c''T$ , отнесенное к насыщенному пару.

Из полученного выражения для  $\varepsilon$  видно, что при больших значениях числа Клаузиуса  $K_1''$  для насыщенного пара  $\varepsilon$  приближается к  $\varepsilon_K$ . Но  $K_1$  тем больше, чем больше теплота парообразования  $r$  и чем меньше теплоемкость насыщенного пара  $c''$ .

Действительный холодильный коэффициент равен:

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2'' - i_1}$$

Это выражение вытекает непосредственно из вида действительного цикла холодильной машины (цикл 1 2'' 2' 3 5 1 на рис. 15-16), а также может быть получено из общего уравнения для  $\varepsilon$ .

Следует отметить, что обычно применяемое в холодильных машинах сжатие сухого насыщенного пара, т. е. осуществление сухого хода компрессора, несмотря на то, что затрата работы на участке перегретого пара растет при этом быстрее, чем холодопроизводительность, является целесообразным, так как при сухом ходе теплообмен между рабочим телом и стенками компрессора менее интенсивен, а действительный холодильный коэффициент соответственно больше.

Паровая компрессионная холодильная машина имеет по сравнению с воздушной ряд преимуществ, главнейшими из которых являются: более высокий холодильный коэффициент, отсутствие расширительного цилиндра (детандера), большие удельные холодопроизводительности, т. е. малый объемный расход рабочего вещества, и, следовательно, малые габариты машины.

Из сказанного выше становятся ясными главнейшие требования к рабочему веществу паровых холодильных машин. Для того чтобы холодильный коэффициент был высоким, необходимо, чтобы теплота парообразования  $r$

была велика, а теплоемкость насыщенного пара  $c''$  мала. Кроме того, желательно, чтобы теплоемкость жидкой фазы  $c'$  также была мала, а упругость насыщенного пара быстро возрастала с температурой  $T$ ; при этих условиях относительная потеря полезной внешней работы в дроссельном вентиле будет незначительной.

Величина  $\gamma$  в рабочем интервале температур будет тем больше, чем выше по сравнению с рабочими температурами критическая температура вещества. С ростом  $T_k$  уменьшается также  $c'$ , а в некоторой степени и  $c''$ . Поэтому относительно высокая критическая температура является важнейшим требованием к рабочему веществу паровых холодильных машин.

Весьма подходящими для использования в паровых холодильных машинах являются вещества, у которых теплоемкость  $c''$  насыщенного пара переходит через нуль. В этом случае максимальная холодопроизводительность будет достигаться без перехода в область перегретого пара. Вблизи точки  $c'' = 0$  число Клаузиуса для насыщенного пара велико и поэтому  $\epsilon_t$  практически равняется  $\epsilon_k$ .

Кроме этих термодинамических требований, которым вещество должно отвечать, оно также должно быть сравнительно недорогим, не-ядовитым, неагрессивным по отношению к конструкционным материалам и т. д.

Понятно также, что упругость насыщенных паров в рабочем интервале температур не должна быть высокой.

## Описание установки и эксперимента

Лабораторный стенд по изучению паровых компрессионных холодильных машин (ПКХМ), представляет собой замкнутую герметичную систему, заполненную хладагентом фреоном R-134a в смеси с фреоновым маслом. На [рисунке 4](#) представлена принципиальная схема лабораторной установки.

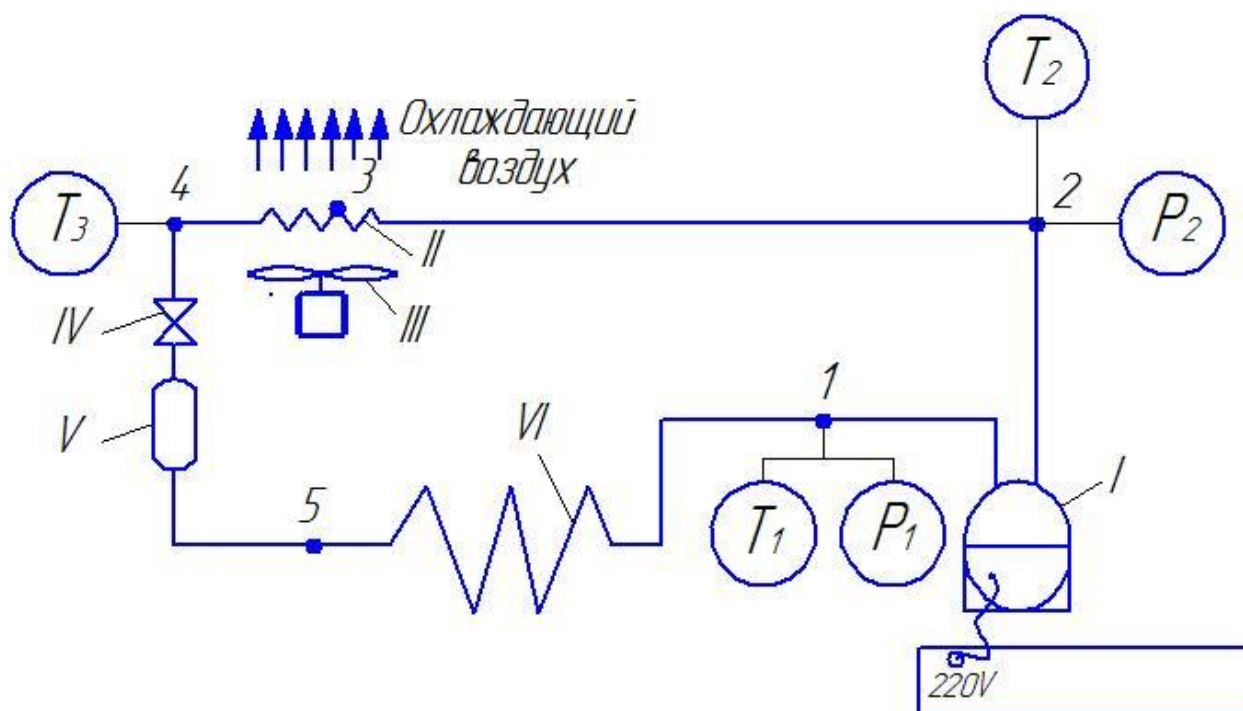


Рис. 4. Принципиальная схема лабораторной установки

ПКХМ состоит из следующих основных элементов: поршневого компрессора с электродвигателем - I; конденсатора - II; вентилятора с электродвигателем - III; автоматически регулируемого дроссельного устройства IV; ресивера - V.

Принцип работы ПКХМ состоит в следующем: Компрессор I засасывает пары фреона, сжимает их и нагнетает в конденсатор II, где происходит конденсация паров. Наружная поверхность конденсатора охлаждается воздухом при помощи осевого вентилятора III. Воздух, обдувая наружную поверхность конденсатора, отводит теплоту в окружающую среду. Жидкий фреон после конденсатора проходит через дроссельное устройство IV.

Получившаяся парожидкостная смесь  $V$  собирается в ресивере, который выполняет функцию сепаратора. Из ресивера жидкий фреон поступает в испаритель. Поступающий в испаритель фреон вскипает, забирая теплоту из окружающего воздуха соприкасающегося со стенками испарителя. Пары фреона из испарителя по всасывающему трубопроводу поступают в компрессор, после чего цикл повторяется.

Датчики температуры хладагента установлены в следующих точках:  $T_1$  – на входе в компрессор;  $T_2$  - на выходе из компрессора (соответствует точке 2 действительного цикла ПКХМ);  $T_3$  - на выходе из конденсатора.

Датчики давления хладагента установлены в точках  $P_1$  - после испарителя (перед компрессором) и  $P_2$  - на выходе из компрессора (перед конденсатором). Цифровое обозначение всех датчиков на схеме экспериментальной установки, рис. 3, соответствует точкам цикла ПКХМ, показанного на рис. 2 (а, б).

Порядок проведения лабораторной работы:

1. Осмотреть установку и, согласно схеме, найти все ее основные элементы и измерительные приборы и места установки датчиков.
2. Оценить готовность установки к работе: проверить подключение стенда к электрической сети; подключение датчиков к щитовым приборам; убедиться в исправности заземления.
3. Установить переключатель регулируемого дроссельного устройства в одно из базовых режимов охлаждения.
4. Включить холодильную установку с помощью включателя.
5. Путём вращения органа ручного управления дроссельным устройством осуществить тонкое регулирование перепада давления и соответственно температуры охлаждения контролируя нижнее давление  $P_1$  по манометру.

Выбранный температурный режим автоматически поддерживается на протяжении всего эксперимента.

6. После выхода установки на стационарный режим (показания соответствующих термометров должны стабилизироваться) необходимо произвести основной замер. Значения измеренных величин занести в таблице 1.

Таблица 1 – протокол результатов измерений

Номер эксперимента	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$P_1$	$P_2$
1.					
2.					
...					

Обработка результатов эксперимента.

1. На h-s диаграмме находится точка 2 по известным параметрам давления и температуры.

2. На h-s диаграмме строится идеальный процесс сжатия, находится точка 1'.

3. По известному значению относительного внутреннего КПД компрессора определяется энтальпия точки 1

$$i_1 = i_2 - \frac{(i_2 - i_1')}{\eta_{ок}}$$

4. По показанию температуры в точке 3 и известному давлению ( $p_3=p_2$ ) определяется энтальпия в точке 2.

5. Процесс дросселирования считается изоэнтальпийным, поэтому энтальпия в точке 5 равна энтальпии в точке 3, а давление – давлению в точке 1.

6. Определяем холодильный коэффициент по формуле:

7. Определяется мощность компрессора по формуле

$$N_k = (i_2 - i_1) G_n$$

8. Полученное значение мощности сравнивается с показаниями ваттметра и считается погрешность:

$$\delta = \frac{N_k - W}{W} \cdot 100\%$$



## Список литературы

1. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1968. — 496 с. с илл.

# Приложение

