

УДК 621.5

**ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ВОЗДУШНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ
МАШИН ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ЦИКЛА****Балыкина Ульяна Сергеевна**

Студентка 3 курса

кафедра теплоэнергетики филиала ФГБОУ ВО «НИУ»МЭИ»

г. Смоленск

E-mail: balykina.ulyana@yandex.ru**Кабанова Ирина Александровна**

канд. технических наук

доцент филиала ФГБОУ ВО «НИУ»МЭИ»

г. Смоленск

Аннотация

Приведены исследования влияния основных термодинамических параметров на эффективность работы воздушных холодильных машин с целью определения оптимальных параметров цикла данной установки и построения оптимального вида цикла установки.

Ключевые слова: воздушная холодильная машина, двухступенчатое сжатие, эксергетический анализ, турбохолодильные установки, термодинамический цикл, эксергия.

**EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF AIR REFRIGERATING MACHINES
WHEN CHANGING THE THERMODYNAMIC PARAMETERS OF THE
CYCLE****Ulyana S. Balykina**

3rd year student

Department of Heat and Power Engineering of the Branch of the National Research University
"Moscow Power Engineering Institute"

Smolensk

E-mail: balykina.ulyana@yandex.ru**Irina A. Kabanova**

Doctor of Technical Sciences

Associate Professor of the Branch of the National Research University "Moscow Power
Engineering Institute"

Smolensk

ABSTRACT

In this paper, the study of the influence of the main thermodynamic parameters on the efficiency of air refrigerating machines in order to determine the optimal parameters of the cycle of this installation and build the optimal type of the installation cycle.

Key words: air refrigeration machine, two-stage compression, exergetic analysis, turbo-cooling units, thermodynamic cycle, exergy.

Введение

Одна из основных задач, возникающих при использовании холодильной техники, связана с выбором оптимального типа холодильной машины при заданных условиях. С развитием холодильной техники получили распространение воздушные холодильные машины (ВХМ), так как они наиболее полно соответствуют требованиям экологической безопасности и могут быть использованы в тех случаях, когда применение других способов получения холода нецелесообразно. К таким системам относятся системы обеспечения жизнедеятельности в авиационной технике (кондиционирование воздуха) и в различных климатических камерах на производстве. Основным преимуществом ВХМ является использование неограниченного рабочего агента – воздуха. Сравнивая данный вид холодильных машин с другими можно отметить, что они не отличаются высокой эффективностью в силу малой теплоемкости воздуха, но в тоже время имеют ряд преимуществ: достаточная надежность в процессе эксплуатации, требуют малых капитальных и эксплуатационных затрат, работают в открытом цикле без ограничений. В связи с этим, применение данных машин на практике и исследование эффективности работы данных установок остается актуальным и на современном этапе.

Целью данного исследования является определение влияния основных термодинамических параметров на эффективность работы ВХМ для определения оптимальных параметров цикла данной установки.

Материалы и методы исследования

Исследования в области ВХМ позволяют отметить более эффективную работу установок с двухступенчатым сжатием и возможность получения более высоких интервалов температур с большей холодопроизводительностью и холодильным коэффициентом. В результате двухступенчатого сжатия сокращаются необратимые потери за счет наличия в цикле промежуточного давления. Таким образом, в качестве объекта исследования принимаем ВХМ с двухступенчатым сжатием и рассмотрим вопрос определения влияния промежуточного давления на эффективность цикла.

Ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением и ступенчатое расширение с промежуточным подогревом позволяет улучшить степень термодинамического совершенства цикла ВХМ путем уменьшения температуры перегрева и переохлаждения рабочего тела.

Практически, наиболее просто реализовать двухступенчатое сжатие, используя для этого работу, снимаемую с вала детандера. Схема такой воздушно-холодильной машины показана на рисунке 1 [1].

Турбодетандер, промежуточный турбокомпрессор и основной турбокомпрессор расположены на одном валу. Внешняя работа подводится к общему валу. Таким образом, общий процесс сжатия осуществляется в двух ступенях с промежуточным охлаждением в промежуточном атмосферном охладителе (ПАО).

Считая, что процесс сжатия в промежуточном турбокомпрессоре (ПТК) происходит без потерь, т.е. изоэнтропно и адиабатно, а процесс теплообмена в

промежуточном атмосферном охладителе (ПАО) и холодильной камере (ХК) изобарный, можно рассматривать термодинамический цикл обратимым, схема которого представлена на рисунке 2 в Т - S диаграмме [1].

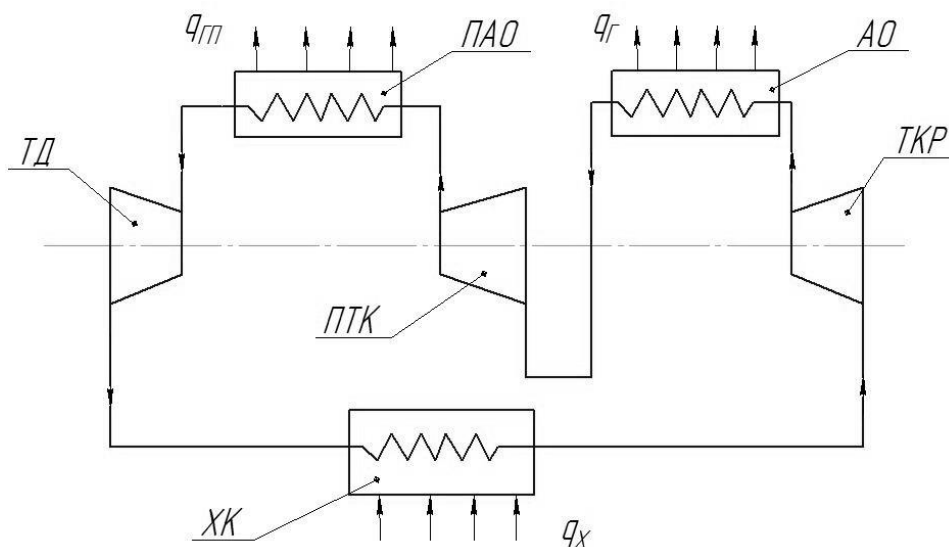


Рисунок 1. Схема ВХМ с двухступенчатым сжатием:

ТД – турбодетандер, ПТК – промежуточный турбокомпрессор, ТКР – основной турбокомпрессор, ПАО – промежуточный атмосферный охладитель, АО – атмосферный охладитель, ХК – холодильная камера.

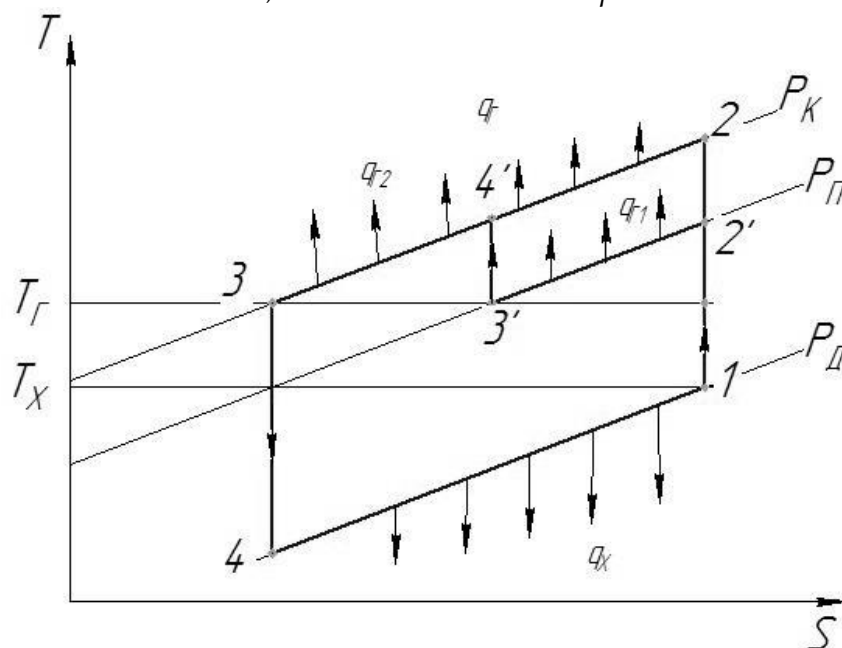


Рисунок 2. Термодинамический цикл ВХМ с двухступенчатым сжатием:

1-2-3-4-1 – цикл ВХМ без регенерации, 1-2'-3'-4'-3-4-1 – цикл с двухступенчатым сжатием, 1-2 – процесс сжатия в первой ступени ТД, 3'-4' – процесс сжатия в ПТК, 2'-3' – охлаждение после первой ступени в АО, 4'-3 – охлаждение после второй ступени в ПАО.

В процессе (2'-3') рабочее тело охлаждается до температуры горячего источника, поэтому $T_3 = T_3' = T_Г$.

Абсолютный уровень давлений и их соотношение зависят не только от внешних температурных условий, но и от КПД турбомашин, гидравлических сопротивлений и разности температур при теплообмене.

Для анализа термодинамического цикла ВХМ может быть использован холодильный коэффициент [1]:

$$\varepsilon_y^{\text{об}} = \frac{q_x}{q_{\Gamma}^y - q_x} = \frac{q_x}{(q_{\Gamma 1} + q_{\Gamma 2}) - q_x}, \quad (1)$$

где $\varepsilon_y^{\text{об}}$ – холодильный коэффициент усовершенствованного цикла;

q_{Γ}^y – теплота, отводимая в горячий источник;

$q_{\Gamma 1}$ – теплота, отводимая в горячий источник в атмосферном охладителе, процесс (2'-3');

$q_{\Gamma 2}$ – теплота, отводимая в горячий источник в промежуточном атмосферном охладителе, процесс (4'-3).

Нужно отметить, что холодильный коэффициент в принципе непригоден для термодинамического анализа цикла, поскольку основан на сравнении качественно несопоставимых величин: затраченной в цикле работы – потенциала, полностью способного к преобразованию, и тепла, энергетическая ценность которого зависит от температуры. Холодильный коэффициент может принимать любое значение больше нуля и поэтому не содержит в себе непосредственную информацию об уровне термодинамического совершенства системы.

Для более полной оценки эффективности работы цикла и оптимального уровня промежуточного давления целесообразно использовать эксергетический анализ [2].

Благодаря понятию эксергия можно произвести термодинамические исследования установки и оценить энергетическую эффективность установки. Эксергия – это максимальная полезная работа (работоспособность) системы при переходе в состояние равновесия с окружающей средой. Другими словами, эксергия – это то количество энергии, которое может быть полностью превращено в работу. При помощи эксергетического анализа можно проанализировать пути повышения эффективности работы установки.

Эксергетический КПД воздушного холодильного цикла можно определить, как отношение эксергии холода, получаемого в холодильной камере, к эксергии, подведенной извне [2]:

$$\eta_e^{\text{ВХЦ}} = \frac{\Delta e_T^{\text{кам}}}{w_K^P - w_0^P}, \quad (2)$$

где $\Delta e_T^{\text{кам}}$ – эксергия холода, отводимая в холодильной камере к потребителю;

w_K^P – величина работы на привод компрессора;

w_0^P – величина работы, отводимой от детандера.

$$w_K^P = \frac{\frac{k}{k-1} R T_{\text{нач}}^K \left[\left(\frac{P_{\text{ВК}}}{P_{\text{НК}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_s^K}, \quad (3)$$

$$w_D^P = \frac{k}{k-1} R T_{\text{нач}}^D \left[1 - \left(\frac{P_{\text{НД}}}{P_{\text{ВД}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot \eta_s^D, \quad (4)$$

где η_s^K, η_s^D – изоэнтропные КПД компрессора и детандера;

k – показатель адиабаты;

R – газовая постоянная;

$T_{\text{нач}}^K$ – температура на входе в компрессор;

$T_{\text{нач}}^D$ – температура на входе в детандер;

$P_{\text{ВК}}, P_{\text{НК}}$ и $P_{\text{ВД}}, P_{\text{НД}}$ – значения высокого и низкого давлений до и после компрессора и детандера соответственно.

Для определения эксергии холода, отводимой в холодильной камере к потребителю путем анализа потерь в каждом процессе ВХЦ части эксергии, подводимой к компрессору необходим анализ всех процессов ВХЦ. Понижение давления в детандере представляет уменьшение барической составляющей эксергии газа. Понижение температуры можно оценить ростом температурной составляющей эксергии. В дальнейшем полученный холод передается потребителю, а также тратится на компенсацию потерь эксергии холода от разности температур в регенеративном теплообменнике [3].

Таким образом, может быть получена аналитическая зависимость термодинамической эффективности ВХЦ от основных параметров: изоэнтропных КПД машин, отношения давлений в цикле, температуры в холодильной камере, температуры окружающей среды.

В общем виде эта зависимость может быть представлена формулой [1]:

$$\eta_e = \frac{[1 - \theta \left(\frac{P_k}{P_d}\right)^{\frac{1-k}{k}}] (1-\theta)}{\left[\left(\frac{P_n}{P_d}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + \theta \left[\left(\frac{P_k}{P_n}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] - \xi \theta \left[1 - \left(\frac{P_k}{P_d}\right)^{\frac{1-k}{k}}\right]}, \quad (5)$$

где $\theta = \frac{T_r}{T_x}$ – отношение температур источников;

$\frac{P_k}{P_d}$ – степень сжатия цикла;

ξ – коэффициент возврата теплоты;

P_n – промежуточное давление.

В представленной формуле коэффициентом возврата теплоты учитывается то, что полезная работа детандера возвращается в цикл в неполном объеме.

Результаты и их обсуждение

На основе представленной зависимости выполнены расчеты идеального цикла ВХМ при фиксированном значении отношения температур источников $\theta = 1,1$ и принятой величине коэффициента возврата теплоты $\xi = 1$ (табл. 1).

Таблица 1 – Оценка эффективности цикла ВХМ при изменении степени сжатия цикла.

$\frac{P_n}{P_d} = 4$		$\frac{P_n}{P_d} = 5$		$\frac{P_n}{P_d} = 8$		$\frac{P_n}{P_d} = 12$	
$\frac{P_k}{P_d}$	$\eta_e, \%$	$\frac{P_k}{P_d}$	$\eta_e, \%$	$\frac{P_k}{P_d}$	$\eta_e, \%$	$\frac{P_k}{P_d}$	$\eta_e, \%$
2	0,1076	2	0,073	2	0,0384	2	0,0247
4	0,2058	4	0,1664	4	0,1022	4	0,0687
6	0,1889	6	0,1688	6	0,12	6	0,0861
8	0,1677	8	0,1576	8	0,1232	8	0,0933
10	0,1510	10	0,1461	10	0,1217	10	0,0961
12	0,1381	12	0,1361	12	0,1185	12	0,0967
14	0,1280	14	0,1278	14	0,115	14	0,0963
16	0,1198	16	0,1208	16	0,1114	16	0,0954
18	0,1131	18	0,1148	18	0,108	18	0,0941
20	0,1075	20	0,1096	20	0,1048	20	0,0928

Анализируя полученные результаты (рис. 3) следует отметить, что при повышении уровня давлений эксергетический КПД установки растет, приближаясь к асимптоте,

причем при получении холода в условиях, близких к изотермическим, влияние уровня начального давления больше, чем при существенно неизотермичных условий.

Аналогичные исследования были выполнены для анализа влияния отношения температур источников на эксергетический КПД цикла при постоянных значениях $\xi = 1$ и отношения промежуточного давления к давлению в детандере $P_{\Pi}/P_{\text{Д}} = 6$ с изменением степени сжатия цикла и результаты представлены на рисунке 4.

При понижении температуры охлаждения возрастают удельные эксергетические потери в элементах, связанных с формированием цикла ВХМ (во всех процессах, кроме отвода теплоты от объекта).

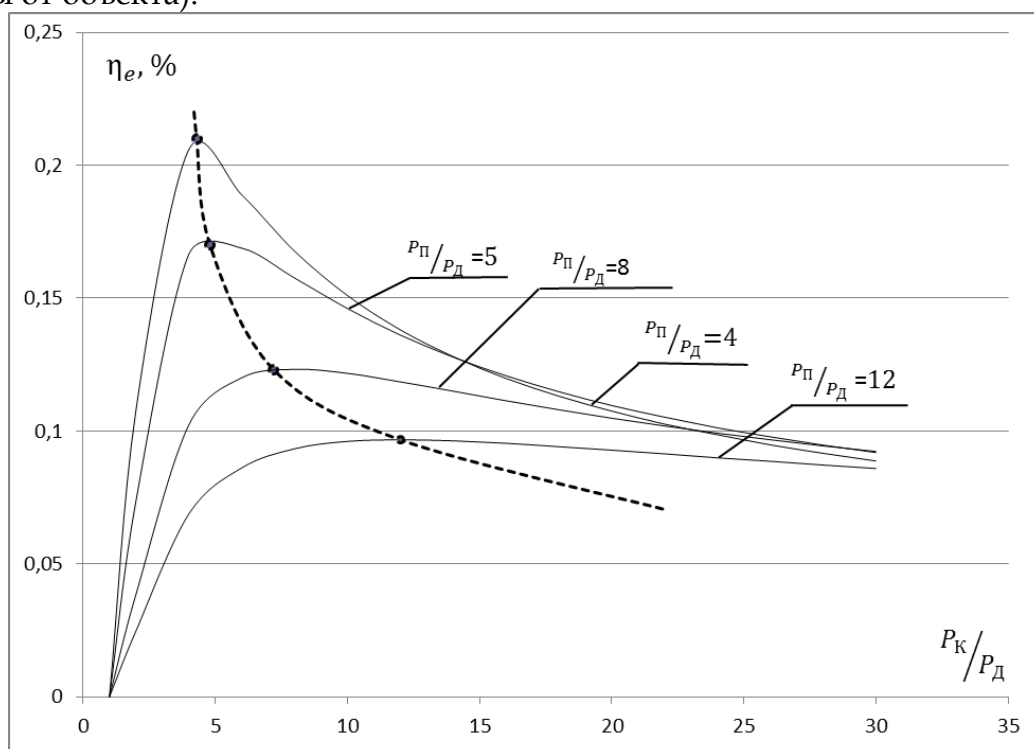


Рисунок 3. Зависимость η_e ВХМ от степени сжатия цикла при различном промежуточном давлении в компрессоре

Анализируя зависимость эксергетического КПД воздушной холодильной машины от температуры охлаждения (рис. 4), следует отметить, что существуют максимальные значения КПД в соответствующем интервале изменения температур.

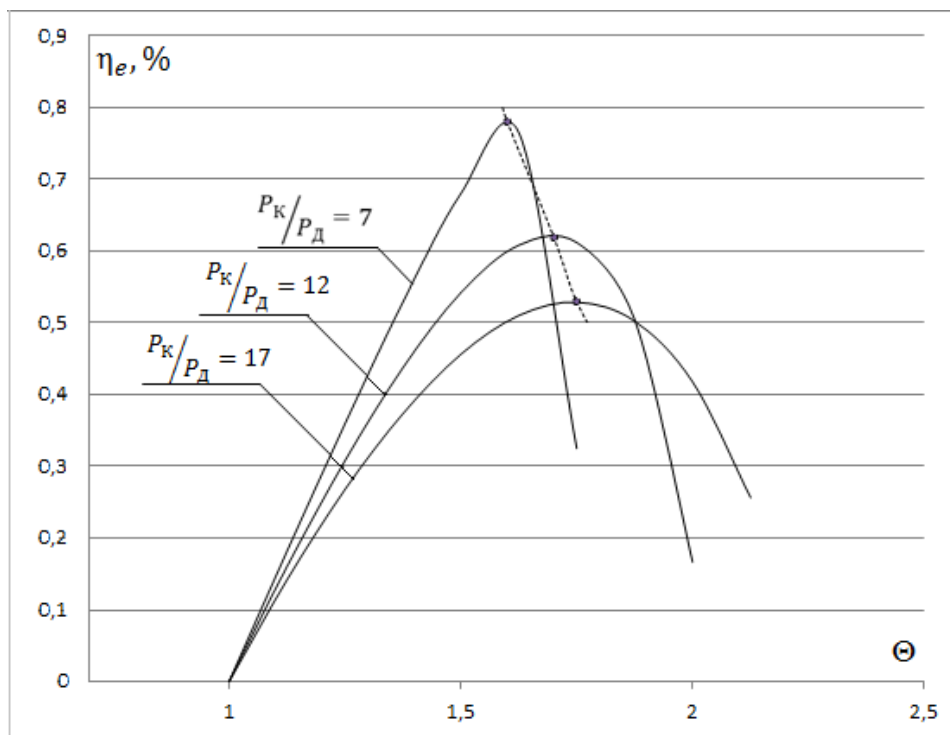


Рисунок 4. Зависимость η_e ВХМ от отношения температур источников при различных степенях сжатия цикла

Результаты графической обработки полученных данных (табл.1) позволили получить параметры точек экстремума, соответствующих максимальным эксергетическим КПД при различном сочетании термодинамических параметров. На основе аппроксимации полученных количественных характеристик данных точек с применением офисного пакета приложений Microsoft Office Excel выявлены аналитические зависимости эксергетического КПД от степени сжатия цикла и отношения температур источников для идеального цикла:

$$\eta_e = 0,0008\left(\frac{P_k}{P_d}\right)^2 - 0,028\frac{P_k}{P_d} + 0,3 \quad (6)$$

$$\eta_e = 1,48\theta^2 - 6,58\theta + 7,52 \quad (7)$$

Представленные формулы были получены по результатам исследования идеального цикла ВХМ, с коэффициентом возврата теплоты $\xi = 1$. При этом формула 6 может быть рекомендована для оценки эффективности цикла ВХМ при значении отношения температур источников $\theta = 1,1$ и изменении отношения промежуточного давления к давлению в детандере P_n/P_d в пределах от 4 до 12. Результат, представленный в формуле 7, позволяет оценить эффективность цикла при отношении P_n/P_d равном 6, с изменением степени сжатия цикла P_k/P_d от 7 до 17.

Выводы

Полученные аналитические зависимости эксергетического КПД воздушного холодильного цикла от его основных параметров позволяют определить уровень максимального КПД при использовании минимальной информации о свойствах хладагента. Кроме того это дает возможность без проведения дополнительных расчетов прогнозировать тенденции построения оптимального вида цикла при изменении его термодинамических характеристик, а именно промежуточного давления в цикле.

Таким образом, результаты исследования показывают, что наличие необратимости в процессах цикла ВХМ приводит к изменению функциональной зависимости эксергетического КПД, в частности, к формированию оптимальных значений термодинамической эффективности цикла. Выполненные исследования позволяют оценить эффективность и степень совершенства работы реальных циклов по отношению к максимально возможным параметрам идеального цикла ВХМ.

Список литературы

1. Дьяченко Ю.В. Исследование термодинамических циклов воздушно-холодильных машин: монография. - Новосибирск: изд-во НГТУ, 2006. - 404 с.
2. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. - М.: Энергия, 1973. - 296 с.
3. Термодинамика циклов авиационных систем кондиционирования воздуха / Дьяченко Ю.В., Горбачев М.В., Пащенко Н.И. - Новосибирск: НГТУ, 2011. - 240 с.

References

1. Dyachenko Yu. V. Investigation of thermodynamic cycles of air-cooling machines: Monograph. - Novosibirsk: NSTU Publishing House, 2006. - 404 p. (In Russia).
2. Brodyansky V. M., Exergy method of thermodynamic analysis. - Moscow: Energia, 1973. - 296 p. (In Russia).
3. Thermodynamics of cycles of aviation air conditioning systems / Dyachenko Yu. V., Gorbachev M. V., Pashchenko N. I. - Novosibirsk: NSTU, 2011. - 240 p. (In Russia).