

Ярошенко В.М.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОИСПОЛЪЗУЮЩЕЙ
ВОЗДУШНОЙ ТРУБОХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Резюме. Приводятся аналитические зависимости для расчёта эксергетических КПД элементов теплоиспользующей воздушной трубохолодильной машины (ТТХМ) устанавливается связь между общим степенью термодинамического совершенства и частными энергетическими КПД. Представлены зависимости степени совершенства ТТХМ от КПД турбомеханизмов, разностей температур в теплообменниках и влагосодержания воздуха, расширяемого в детандере.

1. ВСТУПЛЕНИЕ

В последнее время огромное внимание уделяется вопросу создания комплексных систем теплохладоснабжения промышленных предприятий, которые являются одновременно потребителями тепла и холода на различных температурных уровнях. Некоторые такие системы характерны тем, что охлаждаемый с помощью холодильной машины, атмосферный воздух последовательно используется в нескольких технологических процессах и подогревается до температуры близкой к температуре окружающей среды.

Для охлаждения атмосферного воздуха, в таких случаях наряду с традиционными парокompрессионными машинами могут применяться и теплоиспользующие воздушные трубохолодильные машины (ТТХМ), создаваемые на основе авиационных газотурбинных двигателей (АГТД), отработавших лётный моторесурс. Схема такой машины приведена на рис. 1, а воздушный холодильный цикл со всеми характерными для него потерями на рис. 2. Водяной пар с давлением $P = 0,7 - 1,2$ МПа расширяется на турбине АГТД до $0,3 - 0,4$ МПа, и в дальнейшем направляется для теплоснабжения технологических процессов. Работа расширения пара на турбине используется для реализации холодильного цикла.

Как общеизвестно, определяющим практически всегда является технико-экономический критерий. Энергетические показатели всегда занимают если не главное, то весьма существенное место в общем технико-экономическом балансе.

В данной статье приводится термодинамический анализ теплоиспользующих ТТХМ предназначенных для получения потока охлаждённого воздуха, с целью определения общей термодинамической эффективности, распределения эксергетических потерь по элементам, а также установления характера влияния этих потерь на общую эффективность машины.

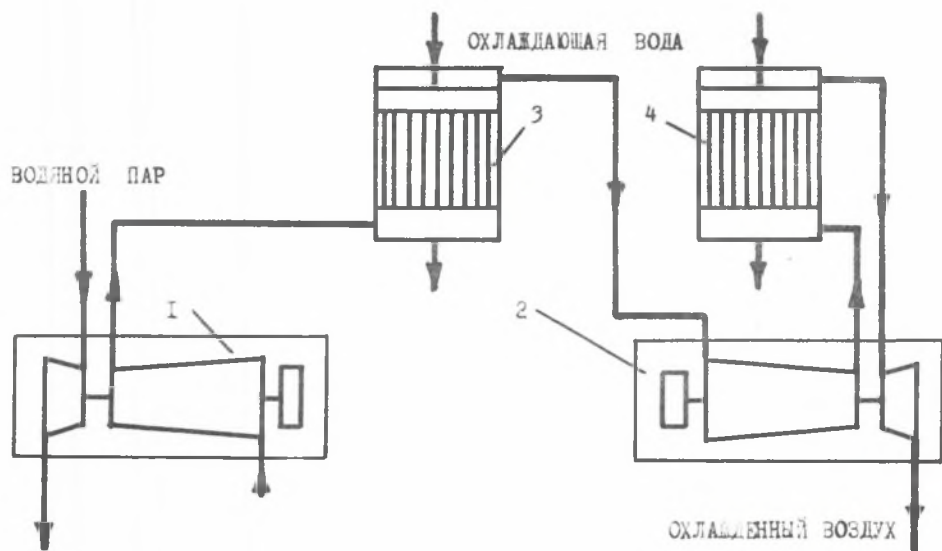


Рис. 1. Схема теплоиспользующей воздушной турбохолодильной машины
1 - теплоиспользующий компрессор, 2 - турбодетандерный агрегат, 3, 4 - контактные теплообменники

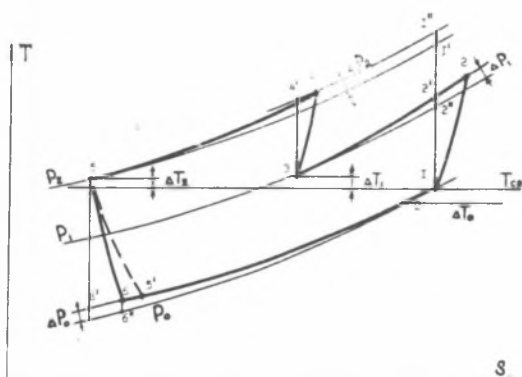


Рис. 2. Действительный цикл воздушной холодильной машины двухступенчатого сжатия
1, 2 ... 6 - точки реального цикла, 1', 2' ... 6', 6'' - точки идеального цикла

Для термодинамического анализа в этом случае наиболее удобно использовать эксергетический метод, который характеризуется простотой, объективностью и универсальностью и получил широкое распространение в последнее время [3, 4, 6].

При анализе прежде всего необходимо установить связь между эксергетическими КПД элементов и основными показателями, которые обуславливают потери эксергии, а также установить зависимость между общим (степенью термодинами-

ческого совершенства) и частными эксергетическими КПД. Характер такой зависимости, как известно, определяется взаимным влиянием эксергетических КПД элементов, а также циркуляцией потоков эксергии между элементами.

2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Турбина является основным элементом при помощи которого внешняя энергия затрачивается для реализации воздушного холодильного цикла.

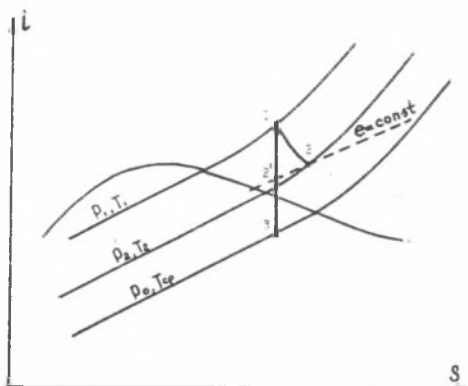


Рис. 3. Адиабатические процессы расширения водяного пара в турбине 1, 2' — обратимый процесс расширения с противодавлением; 1, 2 — действительный процесс расширения с противодавлением; 1, 3' — обратимый процесс в конденсационной турбине

Как показано в работе [7] эксергетический КПД турбины, работающей на водяном паре, может быть равен внутреннему только при работе в конденсационном варианте. При работе турбины с противодавлением (рис. 3) эксергетический КПД является функцией как внутреннего КПД, так и параметров пара выходящего из турбины. В этом случае эксергетический КПД можно определить по уравнению

$$\eta_{Тр}^{\exists} = \frac{i_1 - i_2}{e_1 - e_2}, \quad (1)$$

или, тоже самое

$$\eta_{Тр}^{\exists} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2 - T_{cp}(S_1 - S_2)} \quad (2)$$

где: $i_1, i_2, S_1, S_2, e_1, e_2$ — энтальпия, энтропия и эксергии водяного пара до и после расширения в турбине. T_{cp} — температура окружающей среды.

С учётом того, что $S_2 - S_1 = \frac{\Delta q}{T_m}$, а $\Delta q = H_s(1 - \eta_{Тр})$ по уравнению (2) примет вид

$$\eta_{Тр}^{\exists} = \frac{\eta_{Тр}}{\eta_{Тр} + \frac{(1 - \eta_{Тр}) T_{cp}}{T_m}} \quad (3)$$

где:

$\eta_{Тр}$ — внутренний КПД турбины,

H_s — располагаемый адиабатический теплоперепад.

$$T_m = \frac{T_2 - T_2'}{\ln \frac{T_2}{T_2'}} \quad (4)$$

3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД КОМПРЕССОРА, СВЯЗАННОГО С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ ЭНЕРГИИ

Эксергетический КПД компрессора, согласно обозначениям на рис. 2, можно записать

$$\eta_{K_1}^{\text{э}} = \frac{\Delta e_{2-1}}{I_k} \quad (5)$$

где Δe_{2-1} — приращение эксергии в процессе сжатия.

С учётом того, что $e = i - i_{\text{ср}} - T_{\text{ср}}(S - S_{\text{ср}})$ уравнение (5) перепишем в виде

$$\eta_{K_1}^{\text{э}} = 1 - \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{T_1}}{T_2 - T_1} \quad (6)$$

С учётом того, что внутренний КПД компрессора равен $\eta_{K_1} = \frac{T_2' - T_1}{T_2' - T_1}$ и принимая во внимание соотношение

$$\frac{T_2'}{T_1} = \frac{P_1 + \Delta P}{P_0} \frac{K-1}{K} = \left[\pi_1 \left(1 + \frac{\Delta P}{P_1} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} \quad (7)$$

после несложных преобразований получим уравнение для расчёта эксергетического КПД компрессора, не потребляющего внешней энергии

$$\eta_{K_1}^{\text{э}} = 1 - \frac{\eta_{K_1} \ln \left\{ \frac{\eta_{K_1} + \left[\pi_1 \left(1 + \frac{\Delta P}{P_1} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\left[\pi_1 \left(1 + \frac{\Delta P}{P_1} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} \cdot \eta_{K_1}} \right\}}{\left\{ \left[\pi_1 \left(1 + \frac{\Delta P}{P_1} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}} \quad (8)$$

где:

$\pi_1 = \frac{P_1}{P_0}$ — степень сжатия в первой ступени,

ΔP — гидравлическое сопротивление,

K — показатель адиабаты сжимаемого газа.

4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД КОМПРЕССОРА УТИЛИЗИРУЮЩЕГО РАБОТУ ДЕТАНДЕРА

Для реализации процесса 3-4 (рис. 2) внешняя работа не затрачивается, а используется работа расширения в детандере, которая является побочным продуктом при получении холода. Эксергетический КПД этого компрессора можно записать в виде

$$\vartheta_{K_2}^3 = \frac{e_4}{e_3 + 1g \cdot \vartheta_{Mg}}$$

Если учесть что внутренний КПД компрессора равен $\vartheta_{K_2} = \frac{T'_4 - T_3}{T_4 - T_3}$ внутренний КПД детандера $\vartheta_g = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_6}$ и принимая во внимание соотношения

$$\frac{T_5}{T_6} = \left(\frac{P_2}{P_0 + \Delta P_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} = \left(\frac{\pi_0}{1 + \frac{\Delta P_0}{P_0}} \right)^{\frac{K-1}{n}} \quad h \quad \frac{T'_4}{T_3} = \left(\frac{P_2 + \Delta P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{n}} = \left[\pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{n}}$$

где: $\pi_0 = \frac{P_2}{P_0}$, $\pi_2 = \frac{P_2}{P_1}$.

После ряда математических преобразований получим уравнение для расчёта эксергетического совершенства компрессора, утилизирующего работу расширения воздуха в детандере

$$\vartheta_{K_2}^3 = \frac{(T_1 + \Delta T_1) \left\{ \left[\pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} + \vartheta_{K_2} \Delta T_1 - T_1 \cdot \vartheta_{K_2} \ln \frac{(T_1 + \Delta T_1) \left\{ \left[\pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \vartheta_g \right\}}{T_1 \cdot \vartheta_{K_2} \left[\pi_1 \cdot \pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}}}}{\vartheta_{K_2} \left\{ \Delta T_1 - T_1 \ln \frac{T_1 + \Delta T_1}{T_1 \cdot \pi_2} \frac{K-1}{K} + \vartheta_g \cdot \vartheta_{Mg} (T_1 + \Delta T_2) \left[1 - \left(\frac{1 + \frac{\Delta P_0}{P_0}}{\pi_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \right\}} \quad (10)$$

Эксергетический КПД в процессах теплообмена

В процессах охлаждения сжатого воздуха в теплообменниках (процессы 2-3, 4-5) его эксергия уменьшается и передаётся теплоприёмнику. Как правило, таким теплоприёмником является вода, циркулирующая в системе обратного водоснабжения, и при этом безвозвратно теряется эксергия, отнимаемая от рабочего тела. Как известно, эксергетические КПД теплообменников в таком случае равны нулю [1]. Для учёта потерь эксергии воздуха при охлаждении (внешних потерь в цикле) определим эксергетический КПД теплообмена первой ступени сжатия:

$$\vartheta_{T_1}^3 = \frac{e_3}{e_2} = \frac{i_3 - i_1 - T_{cp} (S_3 - S_1)}{i_2 - i_1 - T_{cp} (S_2 - S_1)}, \quad (11)$$

с учётом того, что $S_1 = S_1 = S_2'$ изменение энтропии в процессах:

$$S_3 - S_1 = S_3 - S_2^1 = c_p \ln \frac{T_3}{T_2} \quad (12)$$

$$S_2 - S_1 = S_2' - S_2'' = c_p \ln \frac{T_2}{T_2'} \quad (13)$$

Подставляя (12) и (13) в (11) после ряда простых преобразований получим выражение для эксергетического КПД процесса теплообмена после 1 степени сжатия (2-3)

$$\eta_{T_1}^3 = \frac{\left\{ \Delta T_1 - T_1 \ln \frac{T_1 + \Delta T_1}{T_1 \pi_1^{\frac{K-1}{K}}} \right\} \eta_{K_1}}{T_1 \left\{ \left[\pi_1 \left(1 + \frac{\Delta P_1}{P_1} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} - T_1 \cdot \eta_{K_1} \ln \frac{\left[\pi_1 \left(1 + \frac{\Delta P_1}{P_1} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_{K_1}}{\eta_{K_1} \left[\pi_1 \left(1 + \frac{\Delta P_1}{P_1} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}}}} \quad (14)$$

Проводя аналогичные рассуждения, можно получить выражения для эксергетического КПД теплообмена Π ступени

$$\eta_{T_2}^3 = \frac{\Delta T_2 - T_1 \ln \left[\frac{T_1 + \Delta T_2}{T_1 (\pi_1 \pi_2)^{\frac{K-1}{K}}} \right]}{(T_1 + \Delta T_1) \left\{ \left[\pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} - \Delta T_1 \cdot \eta_{K_2} - T_1 \cdot \eta_g \ln \frac{(T_1 + \Delta T_1) \left\{ \left[\pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_g \right\}}{T_1 \cdot \eta_{K_2} \left\{ \left[\pi_1 \pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}} \right\}}}} \quad (15)$$

5. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ДЕТАНДЕРА

Детандер необходимо рассматривать как устройство, которое преобразует термомеханическую эксергию в термическую, связанную с охлаждением, и механическую, с получением работы

$$\eta_g^3 = \frac{e_6 + i_5 - i_6}{e_5} = \frac{i_6 - i_1 - T_{cp}(S_6 - S_1) + i_5 - i_6}{i_5 - i_1 - T_{cp}(S_5 - S_1)} = \frac{(T_5 - T_1) c_p - T_{cp}(S_6 - S_1)}{(T_5 - T_1) c_p - T_{cp}(S_5 - S_6)} \quad (16)$$

Полагая, что $S_6'' = S_6$ с учётом того, что $S_1 = S_1$ определяем изменение энтропии

$$S_6 - S_1 = S_6'' - S_1 = c_p \ln \frac{T_6''}{T_1} \quad (17)$$

$$S_5 - S_1 = S_5' - S_1' = c_p \ln \frac{T_5'}{T_1} \quad (18)$$

Подставляя (17), (18) в (16) после преобразований получаем уравнение для эксергетического КПД детандера

$$\eta_g^{\text{э}} = \frac{\Delta T_2 - T_1 \ln \frac{(T_1 + \Delta T_2) \left\{ 1 - \eta_g \left[1 - \frac{(\pi_1 \cdot \pi_2)^{\frac{K-1}{K}} \right] \right\}}{T_1}}{\Delta T_2 - T_1 \ln \frac{T_1 + \Delta T_2}{T_1 \left[\pi_1 \cdot \pi_2 \left(1 + \frac{\Delta P}{P_2} \right) \right]^{\frac{K-1}{K}}}} \quad (19)$$

Рассматривая общий эксергетический КПД ТТХМ как отношение

$$\eta_{\text{о.д.}}^{\text{э}} = \frac{E_B}{\Delta E} \quad (20)$$

где:

E_B - эксергия холода,

ΔE - разность эксергий пара, до и после расширения в турбине,

установим взаимосвязь частных эксергетических КПД с общим.

Для рассматриваемой теплоиспользующей ТТХМ с регенерацией работы детандера, связь между общим и частными эксергетическими КПД может быть представлена в виде

$$\eta_{\text{о.д.}}^{\text{э}} = \frac{\eta_{\text{Тр}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{МТ}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{К}_1}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{Т}_1}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{К}_2}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{Т}_2}^{\text{э}} \cdot \eta_g^{\text{э}}}{1 + \frac{1}{e_B} (1 - \eta_{\text{К}_2}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{Т}_2}^{\text{э}} \cdot \eta_g^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{Мг}}^{\text{э}})} \quad (21)$$

где: $\eta_{\text{Тр}}^{\text{э}}$, $\eta_{\text{К}_1}^{\text{э}}$, $\eta_{\text{Т}_1}^{\text{э}}$, $\eta_{\text{К}_2}^{\text{э}}$, $\eta_{\text{Т}_2}^{\text{э}}$, $\eta_g^{\text{э}}$ - эксергетические КПД соответственно турбины, компрессора, потребляющего внешнюю энергию, процесса теплообмена 1 ступени, компрессора, утилизирующего работу детандера, теплообмена ступени, детандера:

$\eta_{\text{МТ}}$, $\eta_{\text{Мг}}$ - механические КПД турбины и детандера,

lg_T - удельная работа детандера,

e_B - удельная эксергия воздуха после детандера.

По приведенной методике проводились расчёты эксергетических КПД элементов ТТХМ. Расчётами установлено, что наибольшее влияние на эксергетические потери во всех элементах, как и следовало ожидать, оказывают внутренние КПД турбомеханизмов. Например, при псевышении КПД от 65% до 85%, эксергетические КПД увеличиваются в зависимости от общей степени сжатия:

- компрессора, связанного с внешним источником энергии, на 10-16%;

- компрессора, утилизирующего работу детандера, на 16-20%;

- детандера на 12-20%;
- процесса теплообмена после первой ступени сжатия на 10-14%.

Разности температур ΔT_1 и ΔT_2 не оказывают практического влияния на эксергетические КПД процессов сжатия и в незначительной степени сказываются на потерях эксергии при охлаждении в теплообменниках. Например, при повышении $\Delta T_1 = \Delta T_2$ от 0 до 15°C эксергетические КПД процессов теплообмена увеличиваются на 2-5%. Однако, отношение $\frac{1q}{e_B}$ при этом возрастает в большей степени, что уменьшает общий эксергетический КПД.

Дифференцируя уравнение (21) легко показать, что изменение эксергетических КПД элементов, через которые проходит поток регенерируемой эксергии (компрессор I ступени сжатия, теплообменник I ступени, детандер) в большей степени влияет на общий эксергетический КПД то-есть

$$\frac{\partial \eta^a \delta}{\partial \eta_{K_2}^a (\partial \eta_{T_2}^a ; \eta_{a_2}^a)} > \frac{\partial \eta^a \delta}{\partial \eta_{T_1}^a (\partial \eta_{K_1}^a ; \partial \eta_{T_1}^a)} \quad (22)$$

Из этого следует что при прочих равных условиях, необходимо стремиться к повышению эксергетических КПД элементов через которые циркулирует регенерируемая в цикле эксергия.

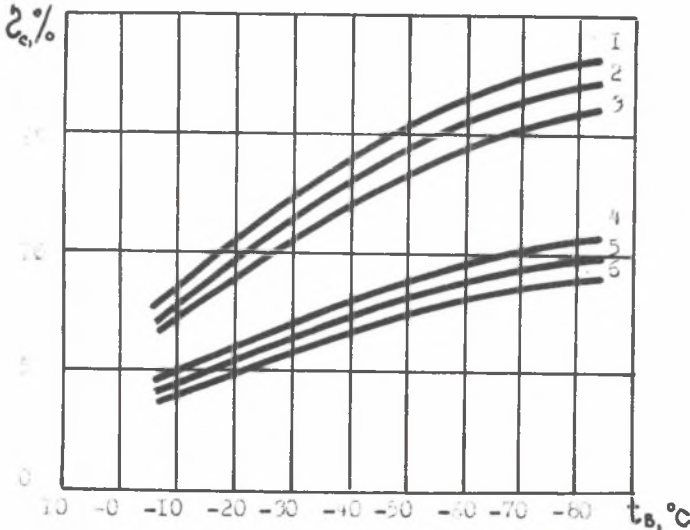


Рис. 4. Зависимости степени термодинамического совершенства ТТХМ от температуры охлажденного воздуха

1, 2, 3 - при КПД турбомеханизмов 85% и $\Delta T_1 = \Delta T_2$ соответственно 0, 10, 20°C, 4, 5, 6 - при КПД турбомеханизмов 65% и $\Delta T_1 = \Delta T_2$ соответственно 0, 10, 20°C

По уравнению (21) рассчитывались эксергетические КПД теплоиспользующих ТХМ. Результаты расчётов представлены на рис. 4. Кривые 1, 2, 3 относятся к значениям внутренних КПД равных 85% и разностям температур $\Delta T_1 = \Delta T_2$ соответственно 0, 10, 20°C, а кривые 4, 5, 6 — к внутренним КПД 75% при тех же значениях $\Delta T_1 = \Delta T_2$.

Внутренние КПД турбомеханизмов оказывают определяющее влияние на степень совершенства, особенно при получении низкотемпературного холода. Так повышение КПД турбомеханизмов на 10% при получении воздуха с температурой -10°C ($\Delta T_1 = \Delta T_2 = 0^\circ\text{C}$) приводит к росту совершенства на 3,5, а при получении воздуха с температурой -70°C — на 7,5%. Кроме этого очевидно влияние внутренних КПД при регулировании температуры охлаждения холодопроизводительности особенно в области более высоких температур. Например, при изменении температуры от -20°C до -10°C степень совершенства ТТХМ при $\eta = 85\%$ уменьшается на 2,2%, а при изменении температуры от -70 до -60°C всего на 1%.

Сравнительно незначительно влияют на степень совершенства разности температур в теплообменных аппаратах. Так, увеличение $\Delta T_1 = \Delta T_2$ от 0 до 10°C уменьшает степень совершенства на 0,5–1%.

Пример распределения потерь по элементам ТТХМ, предназначенной для получения воздуха с температурой -58°C при КПД турбомеханизмов 85%, $\Delta T_0 = \Delta T_1 = \Delta T_2 = 0$; $\Delta P_0 = \Delta P_1 = \Delta P_2 = 100$ мм вод. ст., $T_1 = T_{\text{ср}} = 298$ К представлен на диаграмме потоков эксергии (рис. 5).

Максимально потери, как очевидно, происходят в детандере 18,2%, где термомеханическая эксергия преобразуется в эксергию холода (16,2%) и механическую работу (44%), которая регенерируется в цикле, уменьшая при этом мощность внешнего источника.

Все вышеизложенные рассуждения проводились при условии, что воздух является идеальным газом и не содержит водяных паров.

Однако известно, что атмосферный воздух, который является холодильным агентом в рассматриваемой ТТХМ, всегда содержит определённое количество водяных паров.

Влажностные характеристики воздуха в тех пределах, которые возможны в воздушных холодильных машинах, как показывают теоретические и экспериментальные исследования [2,5], не оказывают практически большого влияния на эксергетические показатели процессов в элементах машины, если при этом не происходят фазовые превращения с водяным паром. В ТТХМ, фазовые превращения почти всегда происходят в детандерах, что приводит к повышению конечной температуры и снижению качества генерируемого холода. Величина внешней работы при этом остаётся такая же как и при "сухом" расширении (внутренний КПД детандера практически не изменяется).

Эксергетический КПД детандера при расширении влажного воздуха определяется из следующего выражения

$$\eta_{\text{э}}^{\text{д}} = \frac{(e_5)_{B_1} + 1g}{(e_5)_{B_1}} \quad (23)$$

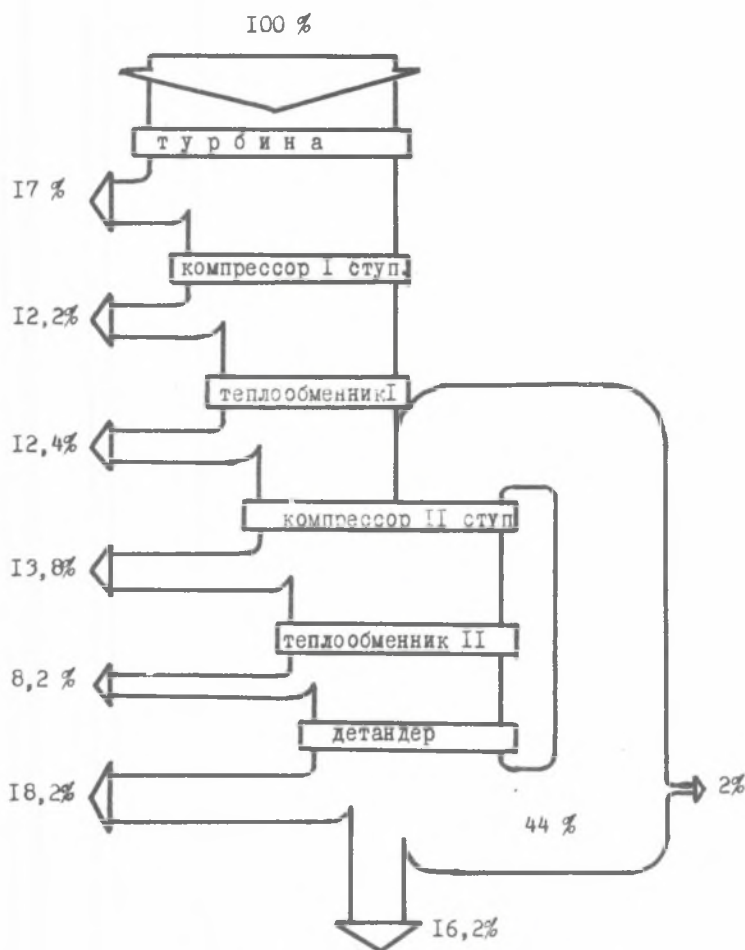


Рис. 5. Диаграмма потоков эксергии ТТХМ

Эксергия влажного воздуха может быть подсчитана при помощи уравнений приведенных в работе [6]. Расчёты показывают, что эксергетический КПД детандера, расширяющего влажный воздух, с учётом возможных изменений влагосодержания уменьшается всего на 1-1,5%. В то же время при расширении влажного воздуха значительно увеличивается \lg/e_B что вызывает уменьшение общего эксергетического КПД холодильной машины, см. уравнение (21). На рис. 6 представлены зависимости степени совершенства эксергетического КПД ТТХМ от нижней температуры при работе на сухом (1) и влажном воздухе (2, 3). Зависимость 2 рассчитана для условий, когда $\Delta T_1 = \Delta T_2 = 0^\circ\text{C}$ а для 3 $\Delta T_1 = \Delta T_2 = 5^\circ\text{C}$.

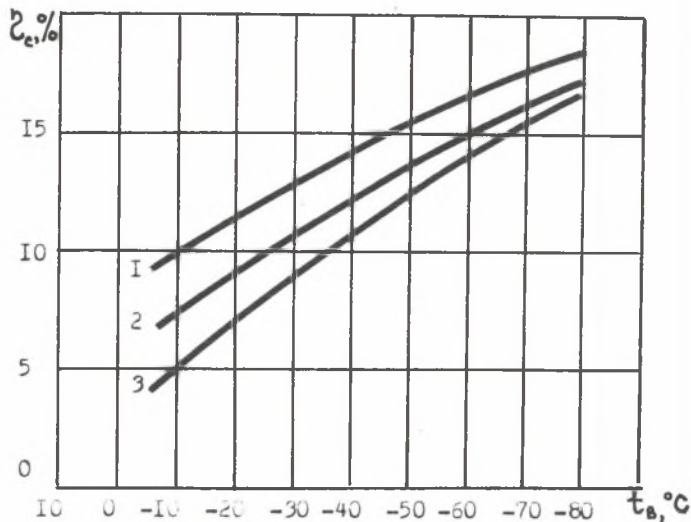


Рис. 6. Влияние влагосодержания расширяемого воздуха на степень совершенства ТТХМ

1 — для сухого воздуха, 2, 3 — для влажного воздуха соответственно при $\Delta T_1 = \Delta T_2 = 0^\circ\text{C}$ и 5°C

Очевидно, что влияние влажности на степень совершенства снижается при получении низкотемпературного холода. Так, например: при получении холода с температурой -10°C , повышение начального влагосодержания от $X = 0$ кр. 1 до $X > 0$ кр. 2 $\eta_{об}^3$ изменяется на 2,5%, в то время как при получении холода $t_B = -70^\circ\text{C}$ это изменение составляет 1,4%. Это обусловлено уменьшением начального влагосодержания при повышении степени сжатия. Существенно сказывается на степени совершенства кр. 2, 3 при расширении влажного воздуха разность температур особенно в области "высокотемпературного" холода. Например, увеличение $\Delta T_1 = \Delta T_2$ от 0 до 5 град. при получении холода с температурой -10°C уменьшает степень совершенства на 2,5%, а при -70°C всего на 0,5%. Это свидетельствует о том, что при генерировании "высокотемпературного" холода должна выбираться теплообменная аппаратура, позволяющая обеспечить минимальное значение $\Delta T_1 = \Delta T_2$ и определяющим должен быть энергетический критерий. В области низких температур разности температур не сказывается в значительной степени на термодинамической эффективности, что позволяет уменьшать габариты теплообменных аппаратов без существенных перерасходов энергии.

Следует отметить, что приведенный выше анализ соответствует условию, когда эксергия воды, нагреваемой в теплообменниках полезно не используется, несмотря на то, что температура воды при этом может достигать $90-95^\circ\text{C}$. Впрочем естественно, что при использовании нагретой воды для целей отопления либо в технологических процессах, общий эксергетический КПД может быть сущес-

твенно повышен. Однако, в таких случаях необходимо рассматривать уже не холодильную машину, а двухцелевую установку производящую наряду с холодом и тепло.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Андреев Л.П., Костенко Г.Н.: О КПД и степени термодинамического совершенства теплообменных аппаратов. "Известия ВУЗов. Энергетика", 1965 № 3 с. 53-60.
- [2] Бондарев И.Т., Ярошенко В.М.: "Влияние влажности воздуха на процессы расширения в детандерах турбохолодильных машин". "Холодильная техника" № 976, № 9, с. 14-17.
- [3] Бродянский В.М.: Эксергетический метод термодинамического анализа. М., "Энергия", 1973 г., стр.
- [4] Мартыновский В.С.: Анализ действительных термодинамических циклов. М., "Энергия", 1972 г. стр.
- [5] Прохоров В.И. Перспективы применения воздушных холодильных машин в системах кондиционирования. В сб.: "Холодильная техника и технология Вып. 8, Киев, "УТехн ка", 1969, с. 21-26.
- [6] Шаргут Я., Петела П.: Эксергия М., "Энергия" 1965, с.
- [7] Чернышевский И.К.: Об эксергетическом КПД паровых турбин". Энергомашиностроение", 1969, № 3, с. 24-26.

ANALIZA TERMODYNAMICZNA URZADZENIA DO OCHŁADZANIA POWIETRZA

S t r e s z c z e n i e

Przedstawiono zależności analityczne dla określenia sprawności egzergetycznej poszczególnych elementów urządzenia do ochładzania powietrza. Ustalono związek między sprawnością ogólną i sprawnościami cząstkowymi. Przedstawiono zależność stopnia doskonałości urządzenia od sprawności maszyny, różnicy temperatur w wymiennikach ciepła oraz wilgotności powietrza.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE AIR-COOLER

S u m m a r y

Analytical dependencies for defining power efficiency of each particular element of the air-cooling-device have been given. A relationship between the total and partial efficiencies are found. The degree of perfection of the machine versus its efficiency, temperature difference in heat exchanger and air humidity are analysed.