

## ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ И АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В. В. Вычужанин, д-р техн. наук, проф.

*Одесский национальный морской университет, г. Одесса*

**Аннотация.** Приведены результаты разработок эксергетических моделей управляемых парокompрессионных и абсорбционных холодильных машин, а также оценки энергоэффективности холодильных машин на основе определения обобщенного показателя энергетической эффективности эксергетического КПД.

**Ключевые слова:** эксергия, парокompрессионная холодильная машина, абсорбционная холодильная машина, эксергетический КПД.

**Анотація.** Наведено результати розробок эксергетичних моделей керованих парокompрессионних та абсорбційних холодильних машин, а також результати оцінки енергоефективності холодильних машин на основі визначення узагальненого показника енергетичної ефективності эксергетичного ККД.

**Ключові слова:** ексергія, парокompрессионна холодильна машина, абсорбційна холодильна машина, ексергетичний ККД.

**Abstract.** The results of exergic models development of controlled vapor compression and absorption refrigerating machines. The results of evaluation of energy efficiency of refrigerating machines based on the definition of a generalized indicator of energy efficiency of exergic efficiency coefficient.

**Keywords:** exergy, vapor compression refrigerating machine, absorption refrigerating machine, exergic efficiency coefficient.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

По виду потребляемой энергии холодильные машины (ХМ) разделяются на машины, использующие для привода компрессора механическую (электрическую) энергию (парокompрессионные с холодильными агентами, воздушные), и теплоиспользующие (абсорбционные и эжекторные) [1, 2, 5, 7, 8].

Тенденция проектирования холодильных машин направлена на повышение энергоэффективности, что реализуется расчетами и подбором оборудования на стадиях их проекти-

рования, модернизации и эксплуатации. Однако при оценке эффективности работы специалисты, осуществляя технико-экономический анализ, часто ограничиваются только определением массогабаритных и экономических характеристик ХМ, что для получения объективных результатов анализа функционирования и решения задач энергоэффективного управления ХМ недостаточно [3, 4, 6, 9–16]. Для полной оценки технико-экономической эффективности ХМ при сравнении, выборе, совершенствовании и автоматизации необходимо проведение дополнительного анализа,

результатом которого должна стать разработка эксергетических моделей и определение термодинамической эффективности управляемой ХМ.

## АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ПУБЛИКАЦИЙ

Из литературных источников следует, что энергоэффективная эксплуатация холодильных машин основывается на учете термодинамической эффективности ХМ и отдельных их агрегатов. Одним из перспективных для решения проблемы энергосбережения в процессах преобразования энергии является метод эксергетического анализа [14, 15]. Он используется для определения термодинамического совершенства процессов, протекающих в различных энергетических установках, в меньшей степени — в ХМ [3, 4, 12, 13, 16].

В эксергетическом методе учитывается не только количество энергии, но и все ее преобразования. Это позволяет исследовать качественную сторону процессов, происходящих в ХМ. Объективность получаемых при таком анализе оценок обусловлена использованием результатов расчетов минимально необходимых материальных и энергетических затрат на реализацию технологического процесса. В большинстве других методов для этих целей используют операции сравнения (например, изменение энтропии системы), по отношению к которым и оцениваются показатели изучаемого объекта.

Одно из главных направлений эксергетического анализа связано с задачами термодинамического характера, к которым можно отнести определение степени термодинамического совершенства (КПД) машины и любых ее частей, а также факторов, ее определяющих. Использование этого направления позволяет реализовать энергетически эффективную холодильную машину по

результатам технико- и термодинамической оценки эффективности функционирования ХМ с последующей термодинамической оптимизацией режимов ее работы. Однако, несмотря на достоинства, этот метод еще не нашел должного применения в полном объеме для решения задач энергоэффективного управления, основывающегося на использовании эксергетических моделей и результатов технико- и термодинамической оценки эффективности функционирования ХМ различных типов, что приводит к эксплуатации холодильных машин с повышенными энергетическими затратами.

В связи с отсутствием достоверных эксергетических моделей ХМ, пригодных для решения задач, связанных с повышением эффективности их функционирования в рамках систем автоматического управления, необходима их разработка на основе описания эксергетических характеристик холодильных машин.

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ** — разработка эксергетических моделей и предварительная оценка термодинамической эффективности функционирования агрегатов холодильных машин различных типов для решения задач энергоэффективного управления.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для достижения поставленной цели в качестве объектов исследования выбраны парокompрессорная и абсорбционная холодильные машины как наиболее распространенные и универсальные [1, 2, 5, 7, 8]. Термодинамический анализ проведен для статического уровня решения задачи при ХМ в стационарном состоянии, с постоянными параметрами (расход рабочих тел, температуры и т. д.), с использованием аналитических методов по размерным и безразмерным

показателям [3, 4]. Оценка энергоэффективности ХМ осуществлена на основе определения обобщенного показателя энергетической эффективности (эксергетического КПД) по формуле

$$\eta_{\epsilon \text{ ХМ}} = 1 - \frac{\Sigma E_{Di}}{\Sigma E_i},$$

где  $\Sigma E_i$  — сумма эксергетических потоков, подводимых к агрегатам ХМ;  $\Sigma E_{Di}$  — сумма потерь эксергии в агрегатах ХМ.

Особенность разработанных моделей в том, что они позволяют, в отличие от известных эксергетических моделей, учитывать связь управляемых агрегатов ХМ, работающих в едином комплексе, и оценивать их взаимное влияние.

Разработанные модели дают возможность определить основные энергетические, термодинамические характеристики агрегатов и холодильных машин в целом с учетом различных видов и сочетаний влияющих факторов и количественно оценить степень термодинамического совершенства процессов. Суть разработанных эксергетических моделей в следующем.

В соответствии с рекомендациями [3, 4] эксергетическая модель управляемой пароконденсаторной ХМ (ПХМ), содержащей испаритель, компрессор, конденсатор, терморегулирующий вентиль (ТРВ), водяной насос, разработана с учетом установленных связей между основными переменными эксплуатационными и управляемыми параметрами ее агрегатов. Для упрощения модели были приняты допущения:

- 1) потери давления в трубопроводах при транспортировке рабочего тела, других сред не оптимизируются и принимаются постоянными;
- 2) теплообмен рабочего тела с окружающей средой, происходящий в ком-

прессоре и теплообменных аппаратах, не учитывается;

3) перегрев всасываемого в компрессор пара и охлаждение жидкого рабочего тела, поступающего к ТРВ, не оптимизируются;

4) массовая скорость хладагента, степень подогрева хладоносителя и его скорость выбираются для предельных эксплуатационных условий функционирования.

В основе математического описания эксергетической модели ПХМ лежат соотношения эксергетических потоков в ее агрегатах. Входящие в модель переменные, характеризующие режим ее работы, взаимосвязаны и не могут изменяться произвольно.

Безразмерный показатель эксергетического анализа ПХМ определяется по формуле

$$\eta_{\epsilon \text{ ПХМ}} = 1 - \frac{E_{Di} + E_{DKM} + E_{DK} + E_{DNB} + E_{DTPB}}{E_i + E_K + E_{KH} + E_{NB}}, \quad (1)$$

где  $E_i$ ,  $E_{KM}$ ,  $E_K$ ,  $E_{NB}$  — эксергия, отводимая от хладоносителя в испарителе, подводимая к электродвигателю компрессора, отводимая к воде в конденсаторе, подводимая к электродвигателю водяного насоса;  $E_{Di}$ ,  $E_{DKM}$ ,  $E_{DK}$ ,  $E_{DNB}$ ,  $E_{DTPB}$  — эксергетические потери в испарителе, компрессоре, конденсаторе, водяном насосе, ТРВ.

Входящие в формулу (1) потоки эксергии определяются с учетом рекомендаций [3] в соответствии с разработанной физической (эксергетической) моделью ПХМ для контролируемых эксплуатационных и управляемых технологических параметров, которая представлена системой функциональных зависимостей

$$E_i = Q_0 \left( \frac{T_{oc}}{t_{w2} - \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2} - 1} \right); \quad (2)$$

$$E_{\text{KM}} = \frac{1}{\eta_{\text{KM}}} \left[ E_{\text{И}} + G_a \bar{c}_p (T_2 - T_{\text{к}}) \cdot \left( 1 - \frac{2T_{\text{о.с}}}{T_2 + T_{\text{к}}} \right) + G_a r_0 \left( 1 - \frac{T_{\text{о.с}}}{T_{\text{к}}} \right) + G_a \bar{c}_x \Delta T_{\text{ж}} \left( 1 - \frac{T_{\text{о.с}}}{T_{\text{к}} - \frac{\Delta T_{\text{ж}}}{2}} \right) + G_a \bar{c}_x \cdot T_{\text{о.с}} \left( \frac{T_{\text{к}}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{\text{к}}}{T_0} \right) + \frac{p_{\text{ИТР}} S_{\text{П}} D^2 \omega_{\text{KM}} Z_{\text{к}}}{8} \right]; \quad (3)$$

$$E_{\text{К}} = \left\{ Q_0 + E_{\text{И}} + G_a \left[ \bar{c}_p (T_2 - T_{\text{к}}) \left( 1 - \frac{2T_{\text{о.с}}}{T_2 + T_{\text{к}}} \right) + r_0 \left( 1 - \frac{T_{\text{о.с}}}{T_{\text{к}}} \right) + \bar{c}_x T_{\text{о.с}} \left( \frac{T_{\text{к}}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{\text{к}}}{T_0} \right) \right] \right\} \cdot \left( \frac{T_{\text{о.с}}}{t_{\text{В1}} - \frac{t_{\text{В2}} - t_{\text{В1}}}{2} - \Theta_{\text{KH}}} - 1 \right); \quad (4)$$

$$E_{\text{НВ}} = \frac{E_{\text{К}}}{T_0 - \frac{T_{\text{о.с}}}{\frac{T_0 - T_{\text{к}}}{2} - \Theta_{\text{KH}}} - 1} \cdot \frac{50 H_{\text{НВ}}}{(c_{\text{В}} \rho_{\text{В}} \Delta T_{\text{В}} \eta_{\text{НВ}} - H_{\text{НВ}}) \eta_{\text{ДНВ}}}. \quad (5)$$

Здесь  $\Theta_{\text{И}}$  — температурный напор в испарителе,  $K \left( \Theta_{\text{И}} = \frac{t_{\text{W1}} - t_{\text{W2}}}{\ln \frac{t_{\text{W1}} - T_0}{t_{\text{W2}} - T_0}} \right) [3]$ ;

$\Theta_{\text{KH}}$  — температурный напор в конденсаторе  $\left( \Theta_{\text{KH}} = \frac{t_{\text{B2}} - t_{\text{B1}}}{\ln \frac{T_{\text{к}} - t_{\text{B1}}}{T_{\text{к}} - t_{\text{B2}}}} \right) [3]$ ;  $t_{\text{В1}}$ ,

$t_{\text{В2}}$  — температура воды до и после конденсатора ( $\Delta T_{\text{В}} = t_{\text{В2}} - t_{\text{В1}}$ );  $t_{\text{W1}}$ ,  $t_{\text{W2}}$  — температура хладагента на входе и выходе испарителя;  $T_0$ ,  $T_{\text{к}}$ ,  $T_{\text{о.с}}$  — температура соответственно кипения, конденсации хладагента, окружающей среды;  $G_a$ ,  $r_0$  — расход и теплота парообразования хладагента;  $\bar{c}_x$  — средняя изобарная теплоемкость жидкого рабочего тела;  $\bar{c}_p$  — средняя теплоемкость перегретого пара в процессе сжатия;  $p_{\text{ИТР}}$  — удельное давление сил трения в компрессоре;  $S_{\text{П}}$ ,  $D$ ,  $Z$  — ход поршня, диаметр цилиндра, число цилиндров компрессора;  $\omega_{\text{KM}}$  — угловая скорость вращения электродвигателя компрессора;  $\eta_{\text{НВ}}$ ,  $\eta_{\text{ДНВ}}$  — КПД водяного насоса и его электродвигателя;  $H_{\text{НВ}}$  — напор водяного насоса;  $c_{\text{В}}$ ,  $\rho_{\text{В}}$ ,  $\rho_{\text{В}}$  — удельная

теплоемкость воды, плотность хладагента и воды.

При выводе формулы (3) использовались рекомендации [3], позволяющие определить потери эксергии при передаче теплоты в процессах конденсации, охлаждения жидкого рабочего тела, охлаждения перегретого пара, дросселирования, а также механические потери эксергии в компрессоре. В эксергетической модели ПХМ используются переменные эксплуатационные ( $T_{\text{о.с}}$ ,  $T_0$ ,  $T_{\text{к}}$ ,  $t_{\text{W1}}$ ,  $t_{\text{W2}}$ ,  $t_{\text{В1}}$ ,  $t_{\text{В2}}$ ) и управляемые ( $G_{\text{И}}$ ,  $G_a$ ,  $G_{\text{В}}$ ) параметры. Полученные развернутые уравнения потоков эксергий (2)–(5), передаваемых от одного агрегата к другому, являются физической моделью исследуемой ПХМ, учитывают, в отличие от существующих моделей, переменный характер эксплуатационных и управляемых параметров агрегатов. Значения эксплуатационных и управляемых параметров являются ограничительными, рекомендуемыми для дальнейшего использования при оптимизации эксплуатационных режимов работы ПХМ.

Входящие в безразмерный показатель эксергетического анализа  $\eta_{\text{еПХМ}}$  (1) эксергетические потери для агрегатов ПХМ определяются по формулам:

$$E_{DИ} = Q_0 \left( \frac{T_{o.c}}{t_{W2} - \frac{t_{W2} - t_{W1}}{2} - \Theta_{И}} - \frac{T_{o.c}}{t_{W2} - \frac{t_{W2} - t_{W1}}{2}} \right); \quad (6)$$

$$E_{DКМ} = G_a \bar{c}_p (T_2 - T_K) \left( 1 - \frac{2T_{o.c}}{T_2 + T_K} \right) + G_a r_0 \left( 1 - \frac{T_{o.c}}{T_K} \right) + G_a \bar{c}_X \Delta T_{Ж} \left( 1 - \frac{T_{o.c}}{T_K - \frac{\Delta T_{Ж}}{2}} \right) + G_a \bar{c}_X T_{o.c} \left( \frac{T_K}{T_o} - 1 - \ln \frac{T_K}{T_o} \right) + \frac{P_{ИТР} S_{П} D^2 \omega_{КМ} Z_K}{8}; \quad (7)$$

$$E_{DК} = Q_K \left( \frac{T_{o.c}}{t_{B2} - \frac{t_{B2} - t_{B1}}{2} - \Theta_{КН}} - \frac{T_{o.c}}{t_{B2} - \frac{t_{B2} - t_{B1}}{2}} \right);$$

$$E_{DДР} = G_a \bar{c}_X T_{o.c} \left( \frac{T_3}{T_{o.c}} - 1 - \ln \frac{T_3}{T_{o.c}} \right);$$

$$E_{DНВ} = E_{НВ} \eta_{НВ} \eta_{ДНВ} \eta_{ПДНВ}.$$

Эксергетические потери в испарителе (6) определялись при необратимом переходе теплоты  $Q_0$  с уровня средней температуры хладоносителя на уровень температуры кипения рабочего тела с учетом рекомендаций [3]. Потери эксергии в компрессоре связаны с необратимостью в отдельных его узлах (сопротивление в клапанах, трение поршневых уплотнений, теплообмен и др.) и рассчитывались в соответствии с уравнением эксергетического баланса компрессора. В формуле (7) слагаемые представляют собой потери эксергии при передаче механической энергии, а также при передаче теплоты в процессах охлаждения перегретого пара, конденсации, охлаждения жидкого рабочего тела. Так как в конденсаторе отводимый от ПХМ тепловой поток передается охлаждающей воде, то он рассматривался как обычный пластинчатый теплообменный аппарат. Эксергетические потери в процессе дросселирования рабочего тела возникают от необратимости процесса и вычислялись с учетом рекомендаций [4].

При разработке эксергетической модели пароконденсаторной ХМ учиты-

вались технические характеристики машины с одноступенчатым сальниковым непрямоточным поршневым компрессором фирмы «SABroe» (СМО-26) холодопроизводительностью 52...131 кВт. В ХМ предусмотрено изменение температуры кипения хладагента в диапазоне от 269 до 284 К, конденсации — от 290 до 323 К.

Результаты расчетов затрат эксергии на функционирование агрегатов приведены в табл. 1. При термодинамическом анализе ХМ важен учет не только эксергетического КПД всей машины, но и эксергетических КПД ее агрегатов. Результаты расчетов эксергетических КПД агрегатов ПХМ представлены в табл. 2.

На рис. 1–4 приведены некоторые результаты расчетов эксергетических моделей при переменных эксплуатационных и управляемых параметрах машины.

Из приведенных кривых на рис. 1 следует, что с ростом температуры кипения хладагента от 269 до 273 К при постоянном его расходе 3,7 кг/с эксергия, подводимая к электродвигателю компрессора, и эксергетические потери

уменьшаются, а эксергетический КПД увеличивается.

Как следует из рис. 2, увеличение расхода хладоносителя через испаритель от 0,77 до 5,97 кг/с приводит к одновременному росту эксергии, отводимой от хладоносителя в испарителе, эксергетического КПД испарителя, эксергетического КПД ПХМ.

Представленные на рис. 3 кривые зависимости эксергии, подводимой к охлаждающей воде в конденсаторе, и эксергетического КПД ПХМ при увеличении температуры конденсации не имеют экстремальных значений.

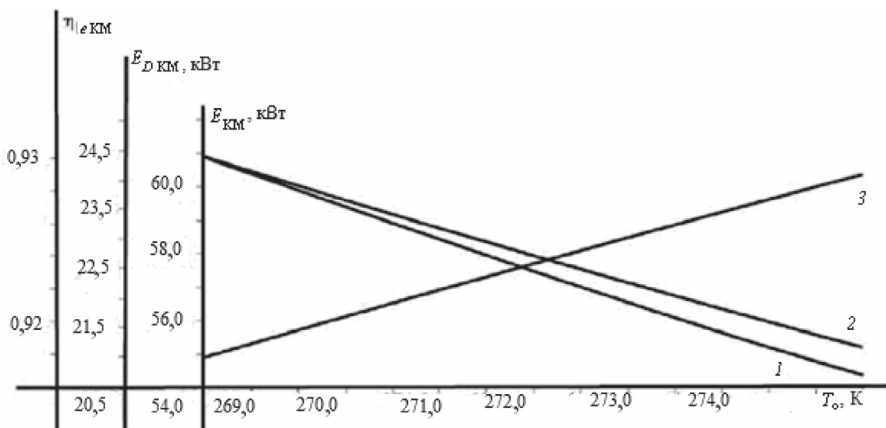
Проведенные исследования показали, что эксергетический КПД ПХМ существенно зависит (см. рис. 4) от

**Таблица 1.** Результаты расчетов затрат эксергии

| Агрегат ПХМ   | Параметры хладагента, хладоносителя, воды |               |        | E, кВт        |
|---------------|---|---------------|--------|---------------|
|               | t, °C                                     | G, кг/с       | W, кВт |               |
| Компрессор    | T <sub>о</sub> = -4...11                  | 3,700...3,817 | 26     | 55,24...60,83 |
| Испаритель    | t <sub>и2</sub> = 11                      | 0,77...4,77   | –      | 5,95...26,83  |
| Конденсатор   | T <sub>к</sub> = 17...50                  | 3,700...3,819 | –      | 8,03...10,38  |
| Водяной насос | t <sub>в</sub> = 25                       | 4,40...8,05   | 2      | 0,40...4,96   |

**Таблица 2.** Результаты расчетов эксергетических КПД

| Агрегат ПХМ   | Расчетная формула  | η <sub>е</sub> |
|---------------|--|----------------|
| Компрессор    | $\eta_{еКМ} = 1 - \frac{E_{ДКМ}}{E_{И} + E_{КМ} + E_{К} + E_{НВ}}$ | 0,922          |
| Испаритель    | $\eta_{еИ} = 1 - \frac{E_{ДИ}}{E_{И} + E_{КМ} + E_{К} + E_{НВ}}$   | 0,994          |
| Конденсатор   | $\eta_{еК} = 1 - \frac{E_{ДК}}{E_{И} + E_{КМ} + E_{К} + E_{НВ}}$   | 0,939          |
| Водяной насос | $\eta_{еНВ} = 1 - \frac{E_{ДНВ}}{E_{И} + E_{КМ} + E_{К} + E_{НВ}}$ | 0,971          |



**Рис. 1.** Характеристики компрессора ПХМ в зависимости от температуры кипения хладагента: 1 — эксергия, подводимая к электродвигателю; 2 — эксергетические потери; 3 — эксергетический КПД

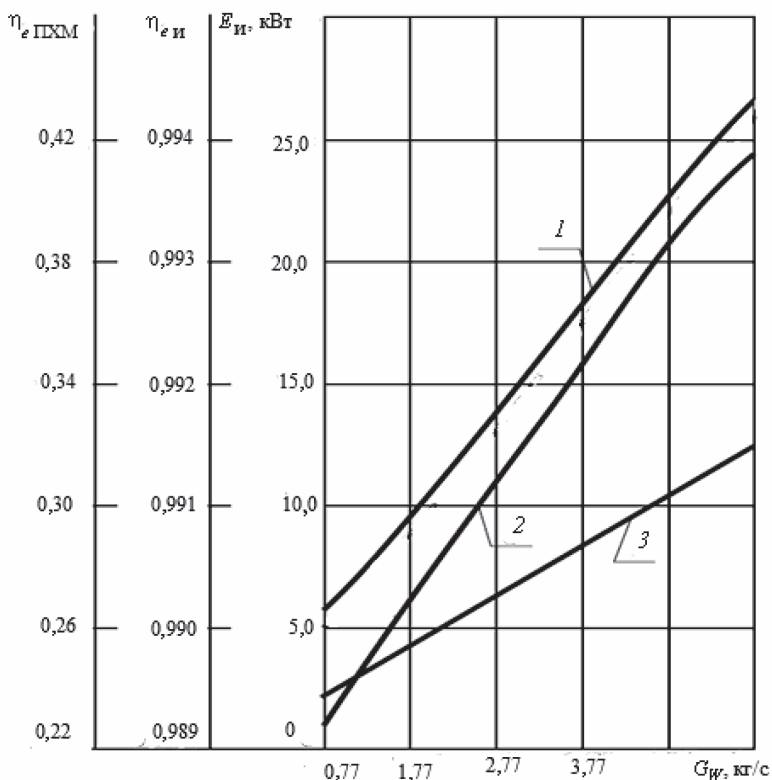


Рис. 2. Характеристики испарителя в зависимости от расхода хладонотителя (при  $T_0 = 272$  К,  $t_{w1} = 287$  К,  $t_{w2} = 284$  К): 1 — эксергия, отводимая от хладонотителя; 2 — эксергетический КПД; 3 — эксергетический КПД ПХМ

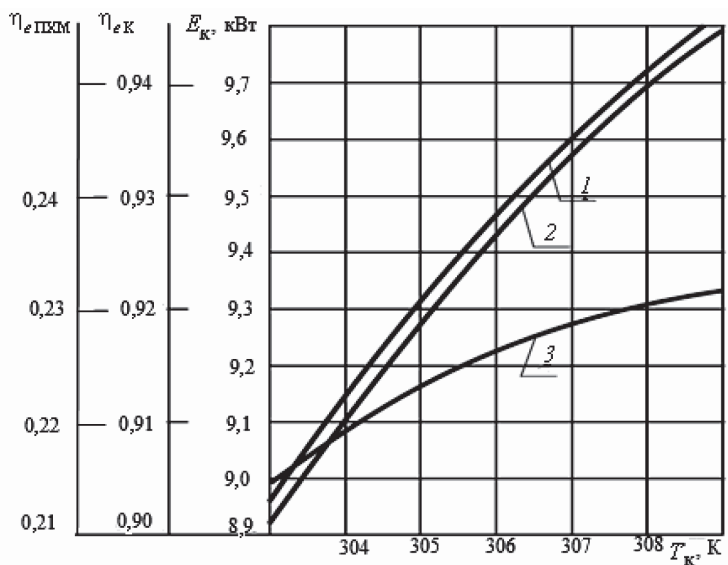


Рис. 3. Характеристики конденсатора в зависимости от температуры конденсации: 1 — эксергия, подводимая к охлаждающей воде; 2 — эксергетический КПД; 3 — эксергетический КПД ПХМ

температур кипения и конденсации хлад-агента.

При выполнении термодинамического анализа использование диаграммы Грассмана, а также полученных уравнений эксергетической модели ПХМ позволяет дополнительно найти количественные показатели эффективности работы машины, представленные на рис. 5.

На основе данных, приведенных в табл. 1 и 2, с помощью диаграммы Грассмана был проведен термодинамический анализ ПХМ. Результаты позволяют выявить агрегаты, имеющие наибольшие эксергетические потери, и установить степень энергоэффективности функционирования каждого. Наи-

больший эксергетический КПД имеют испаритель, конденсатор, водяной насос, меньший — компрессор.

Результаты расчетов с использованием эксергетической модели ПХМ указывают на необходимость совершенствования эксплуатационных параметров ее агрегатов. Для испарителя это – увеличение температуры хладонотителя на его выходе и температурного напора, для конденсатора — повышение температурного напора и температуры охлаждающей воды на его выходе, для компрессора — уменьшение угловой скорости вращения, увеличение температур кипения и конденсации. Следует отметить, что на снижение потерь эксергии в теплообменных аппаратах

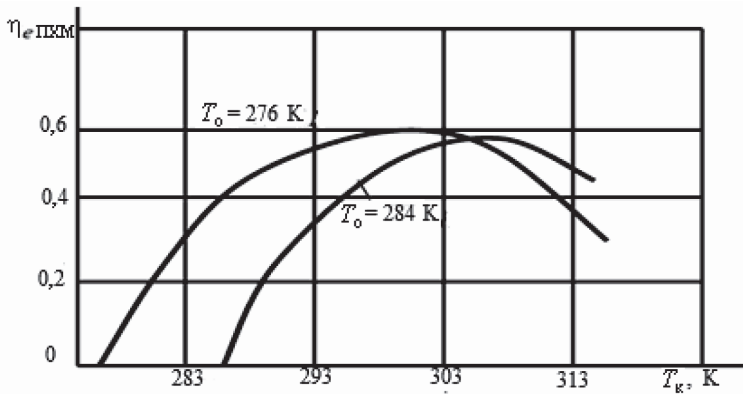


Рис. 4. Кривые зависимости  $\eta_{эфПХМ}$  от  $T_0$  и  $T_k$

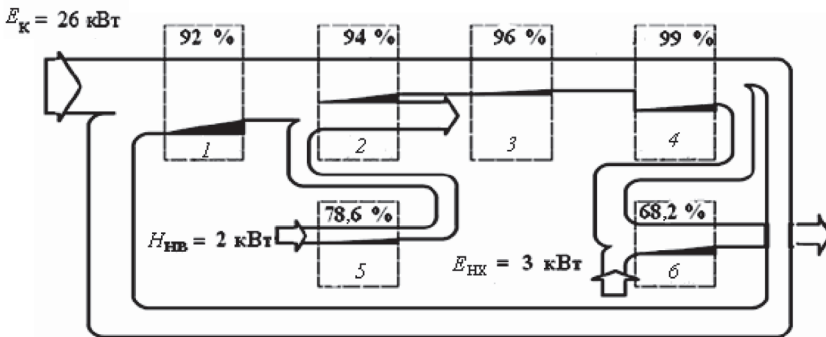


Рис. 5. Диаграмма Грассмана для ПХВ: 1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — дроссель; 4 — испаритель; 5 — насос охлаждающей воды; 6 — насос подачи хладонотителя



вливают одновременно два взаимосвязанных фактора: увеличение КПД агрегатов и уменьшение количества циркулирующего рабочего тела. Повысить КПД ПХМ можно, используя гибкую систему управления ее агрегатами.

В условиях дефицита и высокой стоимости электрических мощностей, растущих требований к экологически безопасным хладагентам все большее применение для получения холода находят теплоиспользующие абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ), позволяющие снизить капитальные, эксплуатационные затраты и сократить сроки реконструкции или ввода в эксплуатацию новых энергетических систем. Для работы АБХМ используются дешевые источники тепла [1, 10]. Агрегаты АБХМ (генератор, конденсатор, испаритель, абсорбер, регулирующие вентили) описываются эксергетическими моделями, связывающими входные и выходные эксергетические, расходные и другие характеристики с учетом влияния на агрегат АБХМ окружающей среды.

При проведении исследований использовались технические характеристики АБХМ-600П ООО «ОКБ ТЕПЛОСИБМАШ» с паровым обогревом, с одноступенчатой регенерацией раствора. Основным показателем изменения

тепловой нагрузки АБХМ является температура охлажденной воды (рассола) на выходе из испарителя. Холодильным агентом служит вода, поглотителем — бромистый литий. В качестве источника энергии для охлаждения используется греющий водяной пар низкого давления (0,2...0,7 атм). Номинальные параметры и характеристики АБХМ-600П: холодильная мощность — 685 кВт; расход пара — 1610 кг/ч; расход охлаждаемой воды — 118 м<sup>3</sup>/ч; расход охлаждающей воды — 176 м<sup>3</sup>/ч; скорость циркуляции потока — 10 кг/с, температура охлаждаемой воды (рассола) на входе — 12 °С, на выходе — 7 °С; температура охлаждающей воды на входе — 28 °С, на выходе — 36 °С.

Для расчета эксергетических характеристик при изменении эксплуатационных условий в реальных пределах использовалась разработанная эксергетическая модель функционирования АБХМ. В рамках системного подхода такая модель представляет собой совокупность моделей подсистем, связывающих входные эксергетические, расходные и другие характеристики агрегатов АБХМ с их выходными значениями с учетом влияния внешних воздействий. Безразмерный показатель эксергетического анализа АБХМ  $\eta_{\text{еАБХМ}}$  определяется по формуле

$$\eta_{\text{еАБХМ}} = 1 - \frac{E_{DA} + E_{DK} + E_{DI} + E_{DГ} + E_{DT} + E_{DPB1} + E_{DPB2}}{E_A + E_K + E_{И} + E_{Г} + E_{Т} + E_{PB1} + E_{PB2}}, \quad (8)$$

где  $E_{Г}$ ,  $E_K$ ,  $E_{И}$ ,  $E_{PB1}$ ,  $E_A$ ,  $E_{Т}$ ,  $E_{PB2}$  — эксергия: передаваемая генератором, конденсатором и испарителем хладагенту; хладагента на выходе регулирующего вентиля PB1; передаваемая слабому раствору абсорбером; передаваемая теплообменным аппаратом; крепкого рас-

твора на выходе вентиля PB2;  $E_{DГ}$ ,  $E_{DK}$ ,  $E_{DI}$ ,  $E_{DPB1}$ ,  $E_{DA}$ ,  $E_{DT}$ ,  $E_{DPB2}$  — эксергетические потери в агрегатах АБХМ.

Математическое описание эксергетической модели АБХМ с учетом рекомендаций [3, 13, 16] представляет собой систему функциональных зависимостей

$$E_{Г} = E_{TCP} - Q_{Г} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{Г}} \right) + m_{Г} c_{Г} (T_{Г1} - T_{Г2}) - m_{Х} c_{Х} T_0 \lg \frac{T_{ГХ}}{T_0} + \\ + m_{CP} \left( k_1 - k_2 x_{CP} + k_3 x_{CP}^2 \right) T_0 \lg \frac{T_{TCP}}{T_0} - m_{KP} \left( k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2 \right) T_0 \left( \frac{T_{ГKP}}{T_0} - 1 \right);$$

$$\begin{aligned}
 E_K &= E_{ГХ} + Q_K \left( 1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - m_X c_X T_0 \left( \lg \frac{T_{КХ}}{T_0} - \lg \frac{T_{ГХ}}{T_0} \right) - m_B c_B (T_{КБ2} - T_{КБ1}); \\
 E_{PB1} &= E_{КХ} - m_X c_X T_0 \left( \lg \frac{T_{PB1.2X}}{T_0} - \lg \frac{T_{PB1.1X}}{T_0} \right); \\
 E_{И} &= E_{PB1X} - Q_{И} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{И}} \right) - m_X c_X T_0 \left( \lg \frac{T_{ИХ}}{T_0} - \lg \frac{T_{PB1.2X}}{T_0} \right) + m_p c_p (T_{P1} - T_{P2}); \\
 E_{ACP} &= E_{ИХ} - Q_A \left( 1 - \frac{T_0}{T_A} \right) + m_X c_X T_0 \lg \frac{T_{ИХ}}{T_0} - m_{CP} (k_1 - k_2 x_{CP} + k_3 x_{CP}^2) T_0 \cdot \lg \frac{T_{ACP}}{T_0} - \\
 &\quad - m_{KP} (k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2) T_0 \left( \frac{T_{PB2.2KP}}{T_0} - 1 \right) + m_B c_B T_0 (T_{B1} - T_{B2}); \\
 E_{T2CP} &= E_{ACP} - E_{T2KP} - m_{CP} (k_1 - k_2 x_{CP} + k_3 x_{CP}^2) T_0 \left( \lg \frac{T_{T2CP}}{T_0} - \lg \frac{T_{T1CP}}{T_0} \right) + \\
 &\quad + m_{KP} (k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2) T_0 \left( \frac{T_{T1KP}}{T_0} - 1 - \lg \frac{T_{T2KP}}{T_0} \right); \\
 E_{P21KP} &= E_{T2KP} - m_{KP} (k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2) T_0 \left( \lg \frac{T_{PB2.2KP}}{T_0} - \lg \frac{T_{PB2.1KP}}{T_0} \right).
 \end{aligned} \tag{9}$$

Эксергетические потери, входящие в (8), определяются по формулам:

$$\begin{aligned}
 E_{DГ} &= m_T c_T \left( \lg \frac{T_{T2}}{T_0} - \lg \frac{T_{T1}}{T_0} \right) - m_X c_X T_0 \cdot \lg \frac{T_{ГХ}}{T_0} - m_{CP} (k_1 - k_2 x_{CP} + k_3 x_{CP}^2) T_0 \cdot \lg \frac{T_{ГCP}}{T_0} + \\
 &\quad + m_{KP} (k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2) T_0 \cdot \lg \frac{T_{ГKP}}{T_0} - \frac{T_0}{T_{Г}} Q_{Г}; \\
 E_{DK} &= m_X c_X T_0 \left( \lg \frac{T_{КХ}}{T_0} - \lg \frac{T_{ГХ}}{T_0} \right) + m_B c_B T_0 \left( \lg \frac{T_{КБ2}}{T_0} - \lg \frac{T_{КБ1}}{T_0} \right) + \frac{T_0}{T_K} \cdot Q_K; \\
 E_{DPB1} &= m_X c_X T_0 \left( \lg \frac{T_{PB1.2X}}{T_0} - \lg \frac{T_{PB1.1X}}{T_0} \right); \\
 E_{DИ} &= m_X c_X T_0 \left( \lg \frac{T_{ИХ}}{T_0} - \lg \frac{T_{PB1.2X}}{T_0} \right) + m_p c_p T_0 \left( \lg \frac{T_{P2}}{T_0} - \lg \frac{T_{P1}}{T_0} \right) - \frac{T_0}{T_{И}} \cdot Q_{И}; \\
 E_{DA} &= m_{CP} (k_1 - k_2 x_{CP} + k_3 x_{CP}^2) T_0 \cdot \lg \frac{T_{ACP}}{T_0} - m_X c_X T_0 \cdot \lg \frac{T_{И}}{T_0} + m_{AB} c_{AB} T_0 \times \\
 &\quad \times \left( \lg \frac{T_{AB2}}{T_0} - \lg \frac{T_{AB1}}{T_0} \right) - m_{KP} (k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2) T_0 \cdot \lg \frac{T_{PB2.2}}{T_0} + \frac{T_0}{T_A} Q_A; \\
 E_{DТ} &= m_{CP} (k_1 - k_2 x_{CP} + k_3 x_{CP}^2) T_0 \left( \lg \frac{T_{T2CP}}{T_0} - \lg \frac{T_{T1CP}}{T_0} \right) + \\
 &\quad + m_{KP} (k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2) T_0 \left( \lg \frac{T_{T2KP}}{T_0} - \lg \frac{T_{T1KP}}{T_0} \right); \\
 E_{DPB2} &= m_{KP} (k_1 - k_2 x_{KP} + k_3 x_{KP}^2) T_0 \left( \lg \frac{T_{PB2.2KP}}{T_0} - \lg \frac{T_{PB2.1KP}}{T_0} \right),
 \end{aligned}$$

где  $m_x, m_t, m_{cp}, m_{kp}, m_b, m_p$  — массовый расход хладагента, теплоносителя, слабого и крепкого растворов, охлаждающей воды, рассола;  $T_\Gamma, T_{T1}, T_{T2}, T_{ГХ}, T_{CP}, T_{ГКР}$  — температура соответственно генератора, теплоносителя на входе и выходе генератора, хладагента на выходе генератора, слабого и крепкого растворов на входе и выходе генератора;  $T_K, T_{KB1}, T_{KB2}, T_{КХ}$  — температура конденсатора, охлаждающей воды на входе и выходе конденсатора, хладаген-

та на выходе конденсатора;  $T_{и}, T_{P1}, T_{P2}, T_{ИХ}, T_{PB1,2X}$  — температура испарителя, рассола на входе и выходе испарителя, хладагента на выходе и на входе в испаритель;  $T_A, T_{ACP}, T_{AB1}, T_{AB2}, T_{PB2,2KP}$  — температура абсорбера, слабого раствора на выходе абсорбера, охлаждающей воды на входе и выходе абсорбера, крепкого раствора на входе в абсорбер.

При разработке модели учтено, что энергетический баланс в АБХМ определяется совокупностью уравнений вида

$$Q_\Gamma = m_{kp} (k_1 - k_2 x_{kp} + k_3 x_{kp}^2) T_{ГКР} - m_{cp} (k_1 - k_2 x_{cp} + k_3 x_{cp}^2) T_{TCP} + m_x c_x T_{ГХ};$$

$$Q_K = m_x c_x (T_{ГХ} - T_{КХ}); \quad Q_{и} = m_x c_x (T_{иХ} - T_{PB1,2X});$$

$$Q_A = m_{kp} (k_1 - k_2 x_{kp} + k_3 x_{kp}^2) T_{PB2,2KP} - m_{cp} (k_1 - k_2 x_{cp} + k_3 x_{cp}^2) T_{ACP} + m_x c_x T_{иХ},$$

где  $Q_\Gamma, Q_K, Q_{и}, Q_A$  — теплоприток в генератор, из конденсатора, в испаритель, из абсорбера;  $c_x$  — удельная теплоемкость хладагента;  $x_{cp}, x_{kp}$  — концентрация слабого и крепкого растворов;  $k_1, k_2, k_3$  — расчетные коэффициенты.

Уравнения эксергетической модели (9) решаются с использованием методов решения нелинейных систем, математические основы которых хорошо отработаны, а их компьютерная реализация — в стандартных пакетах математических программ. Результаты расчетов эксергетических потоков при функционировании агрегатов АБХМ приведены в табл. 3.

Эксергетический КПД агрегатов АБХМ определяется из формулы (8) в соответствии с моделью (9) при учете исходных параметров для расчетов:  $T_o = 298,15$  К.

Эксергетические КПД агрегатов АБХМ, полученные с использованием разработанной математической модели:

|               |        |
|---------------|--------|
| Генератор     | – 0,61 |
| Конденсатор   | – 0,80 |
| Испаритель    | – 0,91 |
| Абсорбер      | – 0,75 |
| Теплообменник | – 0,98 |

На основе использования эксергетической технико-экономической модели

**Таблица 3.** Результаты расчетов эксергетических потоков в АБХМ

| Агрегат АБХМ           | Параметры теплоносителя, хладагента, рассола, слабого и крепкого растворов |                   |                  | Эксергия, кВт |
|------------------------|--|-------------------|------------------|---------------|
|                        | $t, \text{ }^\circ\text{C}$  | $m, \text{ кг/с}$ | $W, \text{ кВт}$ |               |
| Генератор              | $T_\Gamma = 112...115$   | $0,280...0,447$   | –                | 367,11        |
| Конденсатор            | $T_x = 31,5...33,5$  | $8,0...10,0$      | –                | 41,04         |
| Испаритель             | $T_p = 11...12$  | $0,005...0,009$   | –                | 8,30          |
| Насос слабого раствора | $T_{cp} = 36$  | $7,0...10,0$      | 0,07             | 0,07          |
| Абсорбер               | $T_{kp} = 41,5...45,6$   | $1,37...1,75$     | –                | 79,88         |
| Теплообменник          | $T_{cp} = 51...55$   | $9,36...11,64$    | –                | 11,32         |

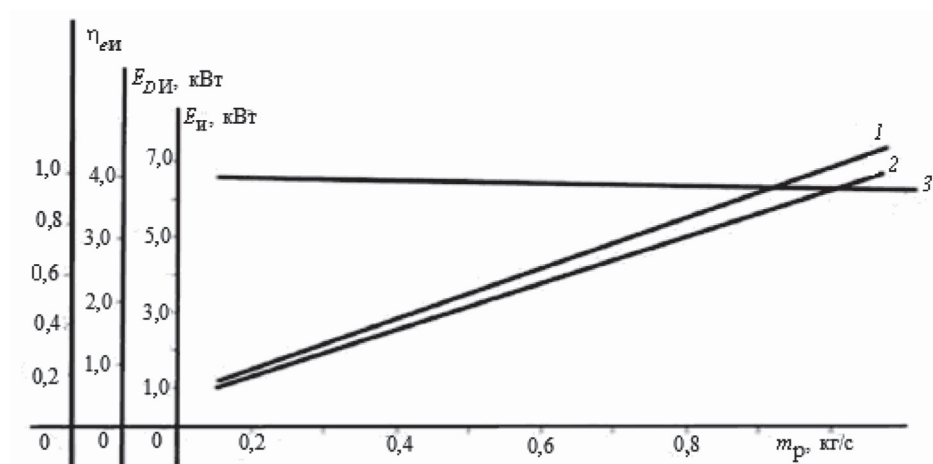


Рис. 6. Характеристики випарника АБХМ в залежності від витрати розсолу: 1 — ексергія, відводима від розсолу; 2 — ексергетическі втрати; 3 — ексергетический ККД

були розраховані ексергетическі потоки, втрати ексергії, ексергетическі ККД, приведені витрати для кожного агрегата АБХМ. В якості прикладу на рис. 6 представлені результати розрахунків випарника при змінному управляемому параметрі АБХМ.

Як випливає з рис. 6, збільшення витрати розсолу від 0,15 до 1,22 кг/с через випарник призводить до одночасного збільшення ексергії, відводимої від розсолу в випарнику, ексергетических втрат та до деякого зменшення ексергетического ККД випарника.

## ВИВОДИ

1. Отримані ексергетическі моделі ХМ містять виявлені характеристики зв'язей між окремими агрегатами, а також враховують взаємодію агрегатів з навколишнім середовищем.

2. Результати попередньої оцінки термодинамічної ефективності функціонування холодильних машин вказують на необхідність вдосконалення експлуатаційних параметрів їх агрегатів: для випарника — збільшення температури хладагону на його виході та температурного на-

пора; для конденсатора — збільшення температурного напора та температури охолоджуючої води на його виході; для компресора — зменшення кутової швидкості обертання, збільшення температур кипіння та конденсації.

3. Ексергетическі моделі, розраховані значення ексергетических ККД рекомендуються для використання при термодинамічних розрахунках, ексергетическому аналізу та термодинамічній оптимізації проектуваних, експлуатуваних та модернізованих пароконденсаторних та абсорбційних холодильних машин. Ексергетическі моделі можуть бути корисними при розробці та експлуатації пристроїв управління пароконденсаторними та абсорбційними холодильними машинами, забезпечуючих використання подібних машин за результатами оцінки термодинамічної ефективності їх функціонування. Встановлені величини витрат хладагону, температур кипіння та конденсації для ХМ слід використовувати як параметри задачі при розробці та експлуатації системи автоматичного управління енергоефективною холодильною машиною.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Бадылькес, И.С.** Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И.С. Бадылькес, Р.Д. Данилов. — М. : Пищевая промышленность, 1966. — 335 с.
- [2] **Бараненко, А.В.** Холодильные машины [Текст] / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский. — С.Пб. : Политехника, 2006. — 944 с.
- [3] **Бродянский, В.М.** Эксергетический метод и его приложения [Текст] / В. М. Бродянский, В. Фротшер, К. Михалек. — М. : Энергоатомиздат, 1988. — 288 с.
- [4] **Бродянский, В.М.** Эксергетические расчеты технических систем : справ. пособие [Текст] / В. М. Бродянский. — К. : Наукова думка, 1991. — 360 с.
- [5] **Курылев, Е.С.** Холодильные установки [Текст] / Е. С. Курылев, В. В. Оносовский, Ю. Д. Румянцев. — С.Пб. : Политехника, 1999. — 576 с.
- [6] **Лабай, В.И.** Эксергетический анализ работы холодильной установки СКВ [Текст] / В. И. Лабай, С. А. Островский // Холодильная техника. — 1990. — № 2. — С. 33–35.
- [7] **Сакун, И.А.** Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / И. А. Сакун. — Л. : Машиностроение, 1985. — 418 с.
- [8] **Цуранов, О.А.** Холодильная техника и технология [Текст] / О. А. Цуранов, А. Г. Крысин. — С.Пб. : Лидер, 2004. — 448 с.
- [9] **Axern, J. E.** The Exergy Method of Energy Systems Analyses [Text] / J. E. Axern. — New York : Wiley, 1980. — 196 p.
- [10] **Banasiak, K.** Mathematical modelling of a LiBr–H<sub>2</sub>O absorption chiller including two-dimensional distributions of temperature and concentration fields for heat and mass exchangers [Text] / K. Banasiak, J. Koziola // International Journal of Thermal Sciences. — 2009. — N 48 (9). — P. 1755–1764.
- [11] **Kaita, Y.** Thermodynamic properties of lithium bromide–water solutions at high temperatures [Text] / Y. Kaita // Int. J. Refrig. — 2001. — N 24. — P. 374–390.
- [12] **Kilicaslan, M.** Exergy analysis of a vapour-compression refrigeration/heat pump cycle with chimney [Text] / M. Kilicaslan // International Journal of Exergy. — 2004. — № 1 (5). — P. 385–400.
- [13] **Misra, R. D.** Thermo-economic optimization of a single effect water LiBr vapour absorption refrigeration system [Text] / R. D. Misra, P. K. Sahoo, S. Sahoo // International Journal of Refrigeration. — 2003. — № 26. — P. 158–169.
- [14] **Rosen, M. A.** Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development [Text] / M. A. Rosen // Exergy, An International Journal. — 2001. — Vol. 1, Iss. 1. — P. 3–13.
- [15] **Szargut, J.** Exergy method [Text] / J. Szargut. — UK: Witpress, 2005. — Vol. 18. — 195 p.
- [16] **Talbi, M. M.** Exergy analysis: An absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids [Text] / M. M. Talbi, B. Agnew // Appl. Therm. Eng. — 2000. — № 20. — P. 619–630.