

УДК 621.575:621.165

DOI: 10.15587/2312-8372.2019.183853

## **АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН В СИСТЕМАХ УТИЛИЗАЦИИ БРОСОВОГО ТЕПЛА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ**

**Титлов А. С., Васылив О. Б., Абделкадер А., Морозов А. В.**

## **АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АБСОРБЦІЙНИХ ВОДОАМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН В СИСТЕМАХ УТИЛІЗАЦІЇ НЕПРИДАТНОГО ТЕПЛА ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК НА МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДАХ**

**Тітлов О. С., Васи́лів О. Б., Абделкадер А., Морозов О. В.**

## **ANALYSIS OF ENERGY CHARACTERISTICS OF ABSORPTION WATER-AMMONIA REFRIGERATION MACHINES IN THE WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS OF GAS TURBINE INSTALLATIONS ON GAS MAIN PIPELINES**

**Titlov A., Vasyliv O., Abdelkader A., Morozov O.**

*Одним из перспективных направлений снижения эксплуатационных потерь в магистральных газопроводах является предварительное охлаждение компримируемого газа при помощи теплоиспользующих абсорбционных водоаммиачных холодильных машин (АВХМ), которые утилизируют бросовое тепло отходящих продуктов сгорания газоперекачивающих агрегатов. Объектом исследования в настоящей работе являются энергетические характеристики АВХМ в широком диапазоне параметров эксплуатации (температур наружного воздуха), которые в настоящее время не изучены. Данное исследование направлено на разработку методики моделирования режимов АВХМ, проведение аналитических исследований и анализ полученных результатов в широком диапазоне температур наружного воздуха.*

*Исследование проводилось с помощью теоретического анализа циклов АВХМ в широком диапазоне температур наружного воздуха и температур объекта охлаждения. Анализ полученных результатов показал, что в диапазоне расчетных параметров имеет место максимум энергетической эффективности АВХМ. Наиболее явно наличие максимума для условий работы при температурах охлаждающей среды 20...32 °С и низких температурах объекта охлаждения (минус 25 °С). При снижении температур объекта охлаждения максимум энергетической эффективности смещается в область высоких температур греющей среды, а его численные значения уменьшаются. При температурах греющего источника от 90 °С до 130 °С электрическая мощность циркуляционного насоса имеет максимальное значение. В дальнейшем с ростом температуры греющего источника наблюдается*

ее асимптотическое снижение и медленное уменьшение. Наибольшие изменения при этом происходят при повышенных температурах охлаждающей среды (32 °C).

Результаты моделирования позволяют определить наиболее энергетически выгодные режимы работы АВХМ с различными источниками тепловой энергии (температуры от 90 °C до 160 °C) и проводить разработку систем охлаждения для широкого диапазона температур (минус 30...15 °C). Для достижения таких оптимальных режимов необходима соответствующая комбинация состава рабочего тела и температуры греющего источника.

**Ключевые слова:** абсорбционные водоаммиачные холодильные машины, бросовое тепло, энергетическая эффективность, предварительное охлаждение природного газа, магистральные газопроводы.

Одним з перспективних напрямків зниження експлуатаційних втрат в магістральних газопроводах є попереднє охолодження компрімуемого газу за допомогою тепловикорестуючих абсорбційних водоаміачних холодильних машин (АВХМ), які утилізують дармове тепло відхідних продуктів згоряння газоперекачувальних агрегатів. Об'єктом дослідження є енергетичні характеристики АВХМ в широкому діапазоні параметрів експлуатації (температур зовнішнього повітря), які в даний час не вивчені. Дане дослідження присвячено розробці методики моделювання режимів АВХМ, проведенню аналітичних досліджень і аналізу отриманих результатів в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря.

Дослідження проводилося за допомогою теоретичного аналізу циклів АВХМ в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря і температур об'єкта охолодження. Аналіз отриманих результатів показав, що в діапазоні розрахункових параметрів має місце максимум енергетичної ефективності АВХМ. Найбільш очевидно наявність максимуму для умов роботи при температурах охолоджуючої середовища 20...32 °C і низьких температурах об'єкта охолодження (мінус 25 °C). При зниженні температур об'єкта охолодження максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються. При температурах, що гріє джерела від 90 °C до 130 °C, електрична потужність циркуляційного насоса має максимальне значення. Надалі із зростанням температури, що гріє джерела спостерігається її асимптотичне зниження і повільне зменшення. Найбільші зміни при цьому відбуваються при підвищених температурах охолоджуючого середовища (32 °C).

Результати моделювання дозволяють визначити найбільш енергетично вигідні режими роботи АВХМ з різними джерелами теплової енергії (температури від 90 до 160 °C) і проводити розробку систем охолодження для широкого діапазону температур (мінус 30...15 °C). Для досягнення таких оптимальних режимів необхідна відповідна комбінація складу робочого тіла і температури, що гріє джерела.

**Ключові слова:** абсорбційні водоаміачні холодильні машини, дармове тепло, енергетична ефективність, попереднє охолодження природного газу, магістральні газопроводи.

## 1. Введение

Газотранспортная система Украины предназначена для подачи газа как внутренним потребителям, так и для транзита топлива в страны Западной Европы. Для транспортировки природного газа по магистральным трубопроводам на компрессорных станциях (КС) установлены газоперекачивающие агрегаты (ГПА), энергоносителем для которых, в большинстве случаев, является транспортируемый природный газ. На привод ГПА расходуется (сжигается) 0,5...1,5 % от объема транспортируемого газа [1].

КПД большей части эксплуатируемого в настоящее время парка ГПА в Украине находится в диапазоне 24...27 [2].

Снизить затраты на перекачивание можно следующим образом:

– заменой существующих агрегатов с низким КПД на более экономичные, с КПД 36 % и выше;

– модернизацией существующего оборудования с применением новых подходов к организации процессов компримирования (сжатия) на магистральных КС.

Ситуация с заменой существующего оборудования на современное сопряжена со значительными инвестициями, с одной стороны, и неопределенностью с транзитом российского природного газа через газотранспортные системы Украины в ближайшей перспективе [3, 4].

Проведенный анализ путей повышения энергетической эффективности ГПА [5] показал, что одним из перспективных направлений может быть предварительное охлаждение компримируемого газа при помощи теплоиспользующих абсорбционных водоаммиачных холодильных машин (АВХМ), которые утилизируют бросовое тепло отходящих продуктов сгорания [6, 7]. Было показано [5], что для текущей экономической ситуации (июль 2019 года) на рынке газа Украины суточное снижение эксплуатационных затрат в типовых магистральных газопроводах при снижении температуры газа перед сжатием в ГПА на 20 К составляет от 1800 до 3360 дол. США.

Так как транспортировка газа осуществляется круглогодично в различных климатических (температурных) условиях окружающей среды необходимо провести оценку в изменениях энергетической эффективности цикла АВХМ.

Особый интерес представляют также и пониженные температуры объекта охлаждения, которые позволяют повысить полезный эффект предварительного охлаждения природного газа перед сжатием [5].

Какие-либо системные исследования в этой области холодильной технике в настоящее время авторам неизвестны.

Таким образом, *объектом исследования* являются энергетические характеристики АВХМ в широком диапазоне параметров эксплуатации (температур наружного воздуха) и температур объекта охлаждения.

*Целью данного исследования* является проведение аналитических исследований энергетических характеристик АВХМ в системах утилизации бросового тепла газотурбинных установок на магистральных газопроводах в широком диапазоне температур наружного воздуха и температур объекта охлаждения.

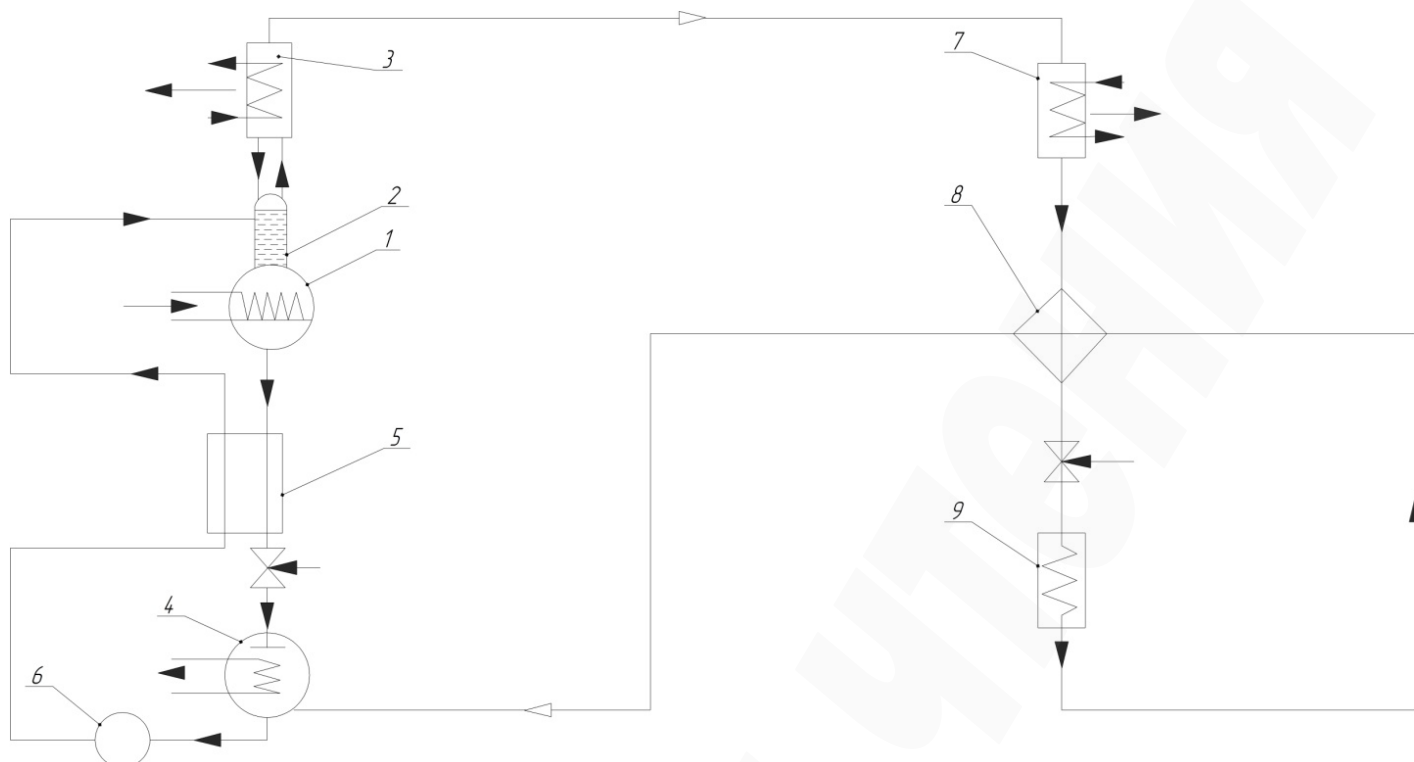
## 2. Методика проведения исследования

Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла – температуры греющей среды  $t_h$ , температуры охлаждающей среды  $t_w$ , температуры объекта охлаждения  $t_{ob}$ . Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [8].

При моделировании циклов АВХМ была разработана подсистема библиотечных функций термодинамических и теплофизических свойств чистого аммиака и водоаммиачного раствора (ВАР), основанная на использовании стандартных функций аппроксимации (линейной либо сплайновой) системы MathCAD [9].

На рис. 1 приведена схема насосной АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками – растворов (РТР) и аммиака (РТА) [8]. К генератору АВХМ 1, который заполненный жидким ВАР, подводится низкопотенциальное тепло, в результате чего из раствора будет преимущественно выкипать низкокипящий компонент (аммиак) с незначительными частицами водяного пара. Пар попадает в ректификатор 2, в котором охлажденный насыщенный ВАР с РТР 5 и абсорбера 4 стекает навстречу потоку пара, который идет с генератора 1. При этом менее летучие пары воды конденсируются первыми, повышая при этом концентрацию аммиака в потоке. Далее пары ВАР попадают в дефлегматор 3. На его холодных трубках первыми конденсируются пары воды, которые остались после ректификатора 2. Наличие в схеме АВХМ ректификатора 2 и дефлегматора 3 позволяет практически полностью избавиться от водяного пара в потоке пара аммиака, который идет в конденсатор 7. Далее пар аммиака поступает в конденсатор 7, сжимается с отводом тепла фазового перехода, попадает в РТА 8, в котором холодный пар аммиака, что идет из испарителя 9 в абсорбер 4 предварительно подогревается. За счет этого увеличивается тепловой коэффициент цикла АВХМ.

Жидкий аммиак дросселируется и кипит в испарителе 9, вырабатывая при этом искусственный холод. Пар аммиака поступает из испарителя 9, через РТА в абсорбер 4, где поглощается и растворяется в слабом (с минимальным составом аммиака) ВАР. Слабый ВАР через дроссель поступает из генератора 1 в абсорбер 4 через РТР 5, в котором подогревается крепкий (насыщенный) ВАР. Насыщенный ВАР с помощью насоса 6 поступает в ректификатор 2 и цикл повторяется снова.



**Рис. 1.** Схема абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с двумя регенеративными теплообменниками [8]: 1 – генератор; 2 – ректификатор; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер; 5 – регенеративный теплообменник растворов; 6 – насос; 7 – конденсатор; 8 – регенеративный теплообменник аммиака; 9 – испаритель

Исходными данными для расчета являются температуры:

а) охлаждающей среды  $t_w$ ;

б) объекта охлаждения  $t_{ob}$ ;

в) перепады температур на элементах, которые не явно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла:

$\Delta t_h$  – перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора;

$\Delta t_{wk}$ ,  $\Delta t_{wa}$ ,  $\Delta t_{wd}$  – температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой;

$\Delta t_{TO}$  – температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР;

г)  $Q_o$  – холодопроизводительность испарителя.

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла  $t_h$ .

### 3. Результаты исследований и обсуждение

На первом этапе по температуре конденсации аммиака и по температуре объекта охлаждения определяют два уровня давления в цикле АВХМ.

Затем находят термодинамические параметры (температура, удельный объем и массовая доля) и тепловые функции (удельная энтальпия) в характерных точках цикла (на входе и на выходе элементов).

Определяются удельные тепловые нагрузки на элементы:

- а) холодопроизводительность испарителя  $q_o$ ;
- б) тепловая нагрузка дефлегматора  $q_D$ ;
- в) тепловая нагрузка генератора  $q_G$ ;
- г) тепловая нагрузка конденсатора  $q_K$ ;
- д) тепловая нагрузка абсорбера  $q_A$ ;
- е) электрическая мощность циркуляционного насоса  $l_{pump}$ .

Находим подводимое тепло:

$$q_1 = q_G + q_o + l_{pump}, \quad (1)$$

и отводимое тепло:

$$q_2 = q_A + q_K + q_D. \quad (2)$$

Массовый расход пара аммиака в испарителе составляет:

$$D = \frac{Q_o}{q_o}. \quad (3)$$

Полные тепловые нагрузки на элементах АВХМ находят по соотношениям типа:

$$Q_i = q_i \cdot D. \quad (4)$$

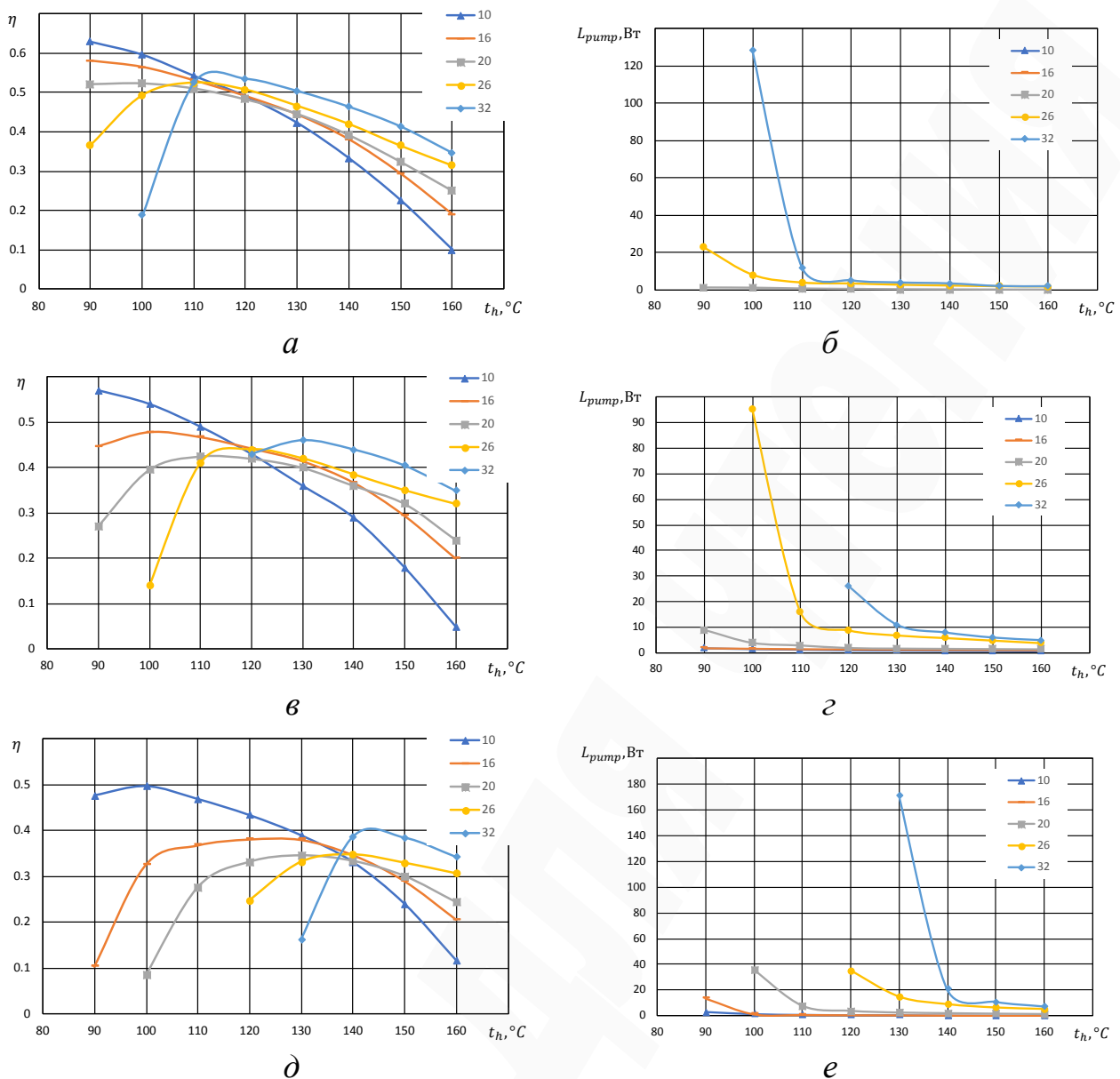
Тепловой коэффициент цикла насосной АВХМ:

$$\eta = \frac{Q_o}{Q_G}. \quad (5)$$

На основе приведенного выше алгоритма был проведен анализ циклов АВХМ и определены их энергетические характеристики – тепловой коэффициент и работа циркуляционного насоса в зависимости от температурных условий эксплуатации. Температура объекта охлаждения в расчетах составила: минус 5 °С; минус 15 °С; минус 25 °С, температура охлаждающей среды: от 10 до 32 °С. Температурные напоры  $\Delta t_{WK}$ ,  $\Delta t_{WA}$ ,  $\Delta t_{WD}$ ,  $\Delta t_{TO}$  были приняты равными 5 °С, а  $\Delta t_h=10$  °С.

Минимальная температура греющей среды при анализе составила 90 °С, максимальная 170 °С. Значение минимальной температуры выбрано на границе реализации циклов АВХМ, а максимальной – с учетом начала активной коррозии конструкционного материала.

При расчете электрической мощности циркуляционного насоса принималась холодопроизводительность АВХМ в 1 кВт. Результаты расчета АВХМ представлены в виде графических зависимостей на рис. 2.



**Рис. 2.** Результаты расчета теплового коэффициента цикла ( $\eta$ ) абсорбционной водоаммиачной холодильной машины и электрической мощности циркуляционного насоса ( $L_{pump}$ ) при различных температурах охлаждающей ( $t_w$ ), греющей среды ( $t_h$ ) и при температуре объекта охлаждения ( $t_{ob}$ ):  
 $a, б$  –  $t_{ob}$ =минус 5 °С;  $в, в$  –  $t_{ob}$ =минус 15 °С;  $д, е$  –  $t_{ob}$ =минус 25 °С

Анализ полученных результатов расчета позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, в диапазоне расчетных параметров имеет место максимум энергетической эффективности АВХМ. Наиболее явно наличие максимума для условий работы при температурах охлаждающей среды 20...32 °С и низких температурах объекта охлаждения (минус 25 °С).

При снижении температур объекта охлаждения максимум энергетической эффективности смещается в область высоких температур греющей среды, а его численные значения уменьшаются.

Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С максимум теплового коэффициента цикла

АВХМ (0,53) имеет место при температуре объекта охлаждения 110 °С. При температурах объекта охлаждения минус 15 °С и минус 25 °С температуры и тепловые коэффициенты, соответственно, составят: 120 °С и 140 °С; 0,44 и 0,34.

Анализ результатов расчета показал, что такой ход расчетных зависимостей объясняется следующим.

В области низких температур греющей среды (до максимума теплового коэффициента) – высокой кратностью циркуляции ВАР между генератором и абсорбером (от 6 до 112), которая обусловлена узкой областью дегазации (0,006...0,033).

В области высоких температур греющей среды (после максимума теплового коэффициента) – увеличением доли воды в паровом потоке водоаммиачной смеси, выходящем из генератора. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С рост доли пара воды в смеси составляет от 0,036 до 0,408, т. е. более, чем в 10 раз.

В первом случае имеют место дополнительные теплопритоки в генератор с потоком крепкого ВАР.

Во втором случае, несмотря на снижение кратности циркуляции ВАР, тепловая нагрузка в генераторе увеличивается из-за дополнительных энергетических затрат на выпаривание абсорбента – воды. Рост тепловой нагрузки дефлегматора при этом также увеличивается более, чем в 10 раз (при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С – от 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Уменьшение теплового коэффициента цикла АВХМ при снижении уровня температур объекта охлаждения объясняется тем, что для таких режимов требуется ВАР с повышенной долей абсорбента. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С снижение температуры объекта охлаждения от минус 5 °С до минус 25 °С требует снижение доли аммиака в слабом ВАР от 0,439 до 0,129. При этом, несмотря на снижение тепловой нагрузки генератора из-за уменьшения кратности циркуляции жидкости, опережающее неблагоприятное воздействие на энергетическую эффективность цикла АВХМ оказывает процесс дополнительного выпаривания пара воды из ВАР.

В расчетном диапазоне во всех случаях увеличение температуры греющего источника приводит к резкому уменьшению мощности циркуляционного насоса, перекачивающего крепкий раствор из абсорбера в генератор.

Как показали расчеты, при температурах греющего источника от 90 °С до 130 °С (в зависимости от температуры охлаждающей среды) электрическая мощность циркуляционного насоса имеет максимальное значение. В дальнейшем с ростом температуры греющего источника наблюдается ее асимптотическое снижение и медленное уменьшение. Наибольшие изменения при этом происходят при повышенных температурах охлаждающей среды (32 °С).

Характер расчетных зависимостей для циркуляционного насоса (рис. 2, б, г, е) совпадает с результатами исследований других авторов [10].

Асимптотическое увеличение электрической мощности насоса при пониженных температурах в зоне генерации объясняется увеличением зоны дегазации в абсорбере за счет снижения массовой доли аммиака в потоке



слабого ВАР.

#### 4. Выводы

Разработана методика моделирования режимов АВХМ и проведен анализ полученных результатов в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров (температура окружающей среды – 10...32 °С, температура объекта охлаждения – минус 30...15 °С). Показано, что при реализации циклов АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 10 до 32 °С) и объектов охлаждения (минус 25...минус 5 °С). Для достижения режимов работы АВХМ с максимальной энергетической эффективностью необходимо соответствующая комбинация состава рабочего тела и температуры греющего источника, которая может быть достигнута при помощи системы автоматического регулирования.

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании энергетически эффективных систем транспортировки природного газа по магистральным трубопроводам и способствовать снижению эксплуатационных затрат при работе ГПА.

#### Литература

1. Середюк, М. Д. (2002). *Проектування та експлуатація нафтопродуктопроводів*. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 282.
2. Говдяк, Р. М. (2012). Повышение энергетической и экологической эффективности работы магистральных газопроводов. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*, 3, 56–62. Available at: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/ETRS\\_2012\\_3\\_11](http://nbuv.gov.ua/UJRN/ETRS_2012_3_11).
3. МШУ «Сколково»: ОДИН ГОД ДО ЧАСА «Ч»: в поисках компромисса по украинскому газовому транзиту – Декабрь 2018 (2018). *Ханты-Мансийск*. Available at: <https://nangs.org/analytics/mshu-skolkovo-odin-god-do-chasa-ch-v-poiskakh-kompromissa-po-ukrainskomu-gazovomu-tranzitu-dekabr-2018-pdf>
4. Домбровский, А., Униговский, Л. (2018). ГТС: время не ждет. *Зеркало недели*, 8–9, 7.
5. Titlov, O., Vasylyiv, O., Sahala, T., Bilenko, N. (2019). Evaluation of the prospects for preliminary cooling of natural gas on main pipelines before compression through the discharge of exhaust heat of gas-turbine units. *EUREKA: Physics and Engineering*, 5, 47–55. doi: <http://doi.org/10.21303/2461-4262.2019.00978>
6. Морозюк, Л. И. (2014). Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования. *Холодильна техніка та технологія*, 50 (5 (151)), 23–29. doi: <http://doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28695>
7. Титлов, А. С., Сагала, Т. А., Артюх, В. Н., Дьяченко, Т. В. (2017). Анализ перспектив использования парорезекторной и абсорбционной холодильных установок для охлаждения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива. *Холодильная техника и технология*, 53 (6), 11–18. doi: <http://doi.org/10.15673/ret.v53i6.920>
8. Галимова, Л. В. (1997). *Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы*. Астрахань: Изд-во АГТУ, 226.

9. Осадчук, Е. А., Титлов, А. С. (2011). Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора. *Наукові праці ОНАХТ*, 1 (39), 178–182.

10. Ищенко, И. Н. (2010). Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов. *Наукові праці ОНАХТ*, 2 (38), 393–405.

*One of the promising ways to reduce operating losses in main gas pipelines is pre-cooling of compressed gas using heat-using absorption water-ammonia refrigeration machines (AWRM), which utilize the waste heat of the exhaust products of the combustion of gas pumping units. The object of research is the energy characteristics of the AWRM in a wide range of operating parameters (outdoor temperatures), which are currently not studied. A methodology for modeling AWRM modes is developed, analytical studies are conducted and the results are obtained in a wide range of outdoor temperatures.*

*The study is conducted using theoretical analysis of AWRM cycles in a wide range of outdoor temperatures and temperatures of the cooling object. The analysis of the calculation results showed that in the range of design parameters there is a maximum energy efficiency AWRM. The most obvious is the presence of a maximum for operating conditions at cooling medium temperatures of 20...32 °C and low temperatures of the cooling object (minus 25 °C). As the temperature of the cooling object decreases, the maximum energy efficiency shifts to the region of high temperatures of the heating medium, and its numerical values decrease. At heating source temperatures from 90 °C to 130 °C, the electric power of the circulation pump has a maximum value. Subsequently, with an increase in the temperature of the heating source, its asymptotic decrease and slow decrease are observed. In this case, the greatest changes occur at elevated temperatures of the cooling medium (32 °C).*

*The simulation results allow to determine the most energy-efficient operating modes of the AWRM with various sources of thermal energy (temperatures from 90 to 160 °C) and to develop cooling systems for a wide temperature range (minus 30...15 °C). To achieve such optimal conditions, an appropriate combination of the composition of the working fluid and the temperature of the heating source is necessary.*

**Keywords:** *water-ammonia absorption chillers, waste heat, energy efficiency, natural gas pre-cooling, main gas pipelines.*