

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВ НАСОСНЫХ И БЕЗНАСОСНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Ищенко И.Н., аспирант

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Разработаны оригинальные алгоритмы расчета традиционных насосных и безнасосных схем абсорбционных водоаммиачных холодильных машин (АВХМ). Представлены результаты расчетов для реальных холодильных циклов в практическом диапазоне параметров эксплуатации. Анализируются факторы, влияющие на энергетическую эффективность циклов АВХМ.

The original algorithms of calculation of traditional pump and pumpless charts of absorption water-ammonia refrigeration machines are developed (AVRM). The results of calculations are presented for the real refrigeration cycles in the practical range of parameters of exploitation. Factors, influencing on power efficiency of cycles of AVRM, are analysed.

Ключевые слова: абсорбционная водоаммиачная холодильная машина, моделирование, энергетическая эффективность

Абсорбционные водоаммиачные холодильные машины (АВХМ) насосного и безнасосного типа относятся к теплоиспользующим системам и могут работать с неэлектрическими источниками энергии. Это характерное отличительное свойство АВХМ привлекают разработчиков холодильного оборудования для фермерских и крестьянских хозяйств, где зачастую отсутствует гарантированное электроснабжение, а качество поставленной энергии невысокое (имеют место скачки напряжения в сети) [1-3].

Циклы АВХМ реализованы в насосной и безнасосной схеме. Насосные схемы имеют более высокую энергетическую эффективность, но содержат циркуляционный насос и неавтономны. Безнасосные схемы автономны, но недостаточно эффективны.

Рабочее тело насосных АВХМ — водоаммиачный раствор (ВАР), безнасосных — ВАР с добавкой инертного газа (водорода).

Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла — температуры греющего источника t_h , температуры охлаждающей среды t_w и температуры объекта охлаждения $t_{об}$. Из трех температур только две могут быть заданы произвольно [4-7].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения ($t_{об}$, °С), а сама установка работать в определенных климатических условиях, т.е. при заданной температуре охлаждающей среды [8]. Поэтому реальным параметром, который может меняться, является только температура греющего источника.

Современные методики расчета [9-12] не учитывают такую взаимосвязь температур в абсорбционном холодильном цикле, так как предполагают наличие источника тепловой энергии с необходимым температурным потенциалом.

В тоже время анализ параметров источников бросовой и альтернативной тепловой энергии показывает, что значительное их число не может быть использовано для реализации традиционных циклов АВХМ из-за недостаточно высокого температурного потенциала. К таким источникам относятся выхлопные газы ДВС, геотермальные источники и солнечные коллекторы.

Для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного и безнасосного типа.

На рис. 1 изображена схема насосной АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками — регенеративный теплообменник растворов (РТР) и регенеративный теплообменник холодильного агента — аммиака (РТА).

Исходными данными для расчета являются:

- а) температура охлаждающей среды t_w ;
- б) температура объекта охлаждения $t_{об}$;

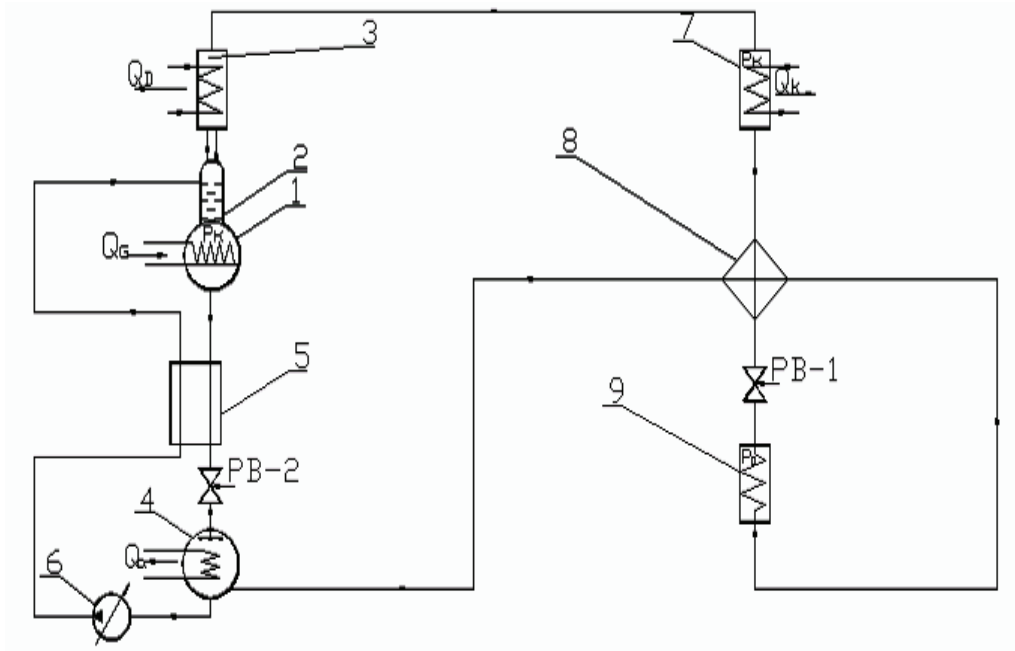
в) перепады температур на элементах, которые неявно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла:

Δt_h — перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератору;

Δt_{WK} , Δt_{WA} , Δt_{def} — температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой;

Δt_{TO} — температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР;

г) холодопроизводительность испарителя Q_0 .



1 – генератор; 2 – ректификатор; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер;
5 – регенеративный теплообменник растворов; 6 – циркуляционный насос; 7 – конденсатор;
8 – регенеративный теплообменник холодильного агента — аммиака; 9 – испаритель

Рис. 1 – Схема АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла t_h . Для расчета термодинамических параметров и функций использованы справочные данные [13].

Для насосной схемы алгоритм расчета следующий.

На первом этапе определяются два уровня давления в цикле:

а) по температуре конденсации аммиака

$$t_K = t_W + \Delta t_{WK} \quad (1)$$

— давление в конденсаторе, генераторе, дефлегматоре

$$P_K = f(t_K) \quad (2)$$

Давление в испарителе определяется по температуре объекта охлаждения:

$$P_0 = f(t_{ob}) \quad (3)$$

Затем находят термодинамические параметры (температура и массовая доля) и функции (удельная энтальпия) в характерных точках цикла (входе-выходе элементов).

Температура слабого ВАР на выходе генератора:

$$t'_{cl.G} = t_h - \Delta t_h \quad (4)$$

Массовая доля аммиака в слабом ВАР на выходе генератора:

$$\xi'_{cl.} = f(P_K, t'_{cl.G}) \quad (5)$$

Температура крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$t''_{kr.A} = t_W + \Delta t_{WA} \quad (6)$$

Массовая доля аммиака в крепком ВАР:

$$\xi'_{kr.} = f(P_0, t''_{kr.A}) \quad (7)$$

Температура крепкого ВАР на входе в генератор:

$$t'_{kr.G} = f(P_K, \xi'_{kr.}) \quad (8)$$

Массовая доля аммиака в паровой смеси на выходе генератора — входе дефлегматора:

$$\xi''_{GD} = f(P_K, t'_{kr.G}) \quad (9)$$

Кратность циркуляции ВАР в цикле:

$$f = \frac{\xi''_{GD} - \xi'_{cl.}}{\xi'_{кр.} - \xi'_{cl.}} \quad (10)$$

Температура крепкого ВАР на входе РТР:

$$t'_{кр.ТО} = t''_{кр.А} \quad (11)$$

Температура слабого ВАР на входе РТР

$$t'_{cl.ТО} = t''_{cl.Г} \quad (12)$$

и на выходе РТР

$$t''_{cl.ТО} = t'_{кр.ТО} + \Delta t_{ТО} \quad (13)$$

Удельная энтальпия, соответственно, крепкого и слабого ВАР на входе в РТР:

$$i_{кр.ТО.in} = f(P_0, t'_{кр.ТО}) \quad (14)$$

$$i_{cl.ТО.in} = f(P_K, t'_{cl.ТО}) \quad (15)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$i_{кр.А} = f(P_0, t'_{кр.ТО}) \quad (16)$$

Массовая теплоемкость слабого ВАР на входе РТР

$$C_{вх.ТО} = f(P_K, t'_{cl.ТО}) \quad (17)$$

и на выходе РТР

$$C_{вых.ТО} = f(P_K, t''_{cl.ТО}) \quad (18)$$

Средняя массовая теплоемкость слабого ВАР в РТР:

$$C_{cp.ТО} = \frac{C_{вх.ТО} + C_{вых.ТО}}{2} \quad (19)$$

Удельная энтальпия слабого ВАР на выходе РТР:

$$i_{cl.ТО.out} = i_{cl.ТО.in} - C_{cp.ТО} \cdot (t'_{cl.ТО} - t''_{cl.ТО}) \quad (20)$$

Удельную энтальпию слабого ВАР на входе в абсорбер считаем равной на выходе РТР:

$$i_{cl.А} = i_{cl.ТО.out} \quad (21)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе ТОР:

$$i_{кр.ТО.out} = i_{кр.ТО.in} + \frac{(f-1) \cdot (i_{cl.ТО.in} - i_{cl.ТО.out})}{f} \quad (22)$$

Температура флегмы на выходе дефлегматора:

$$t_{\Phi} = (t'_{кр.Г} + t''_{cl.Г}) / 2 \quad (23)$$

Массовая доля аммиака в флегме:

$$\xi'_{\Phi} = f(P_K, t_{\Phi}) \quad (24)$$

Кратность циркуляции флегмы в дефлегматоре:

$$R_{\Phi} = \frac{1 - \xi''_{GD}}{\xi''_{GD} - \xi'_{\Phi}} \quad (25)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе дефлегматора — входе конденсатора определяется из условия полной очистки от пара воды:

$$i''_X = f(P_K, \xi''_D = 1) \quad (26)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе конденсатора:

$$i'_X = f(P_K, \xi'_K = 1) \quad (27)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на входе испарителя:

$$i''_0 = f(P_0, \xi''_0 = 1) \quad (28)$$

Удельная энтальпия, соответственно, паровой смеси и флегмы на выходе генератора:

$$i''_G = f(P_K, t''_{cl.Г}) \quad (29)$$

$$i'_{\Phi} = f(P_K, \xi'_{\Phi}) \quad (30)$$

Удельная энтальпия, соответственно, жидкого аммиака и пара аммиака на входе в РТА:

$$i_{PTO.in.li} = i'_X \quad (31)$$

$$i_{PTO.in.v} = i''_0 \quad (32)$$

Определяем массовую теплоемкость пара аммиака в РТА:

$$C_V = f(t_0) \quad (33)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.v} = i''_O + C_V \cdot \Delta t_{PTO}. \quad (34)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.li} = i_{PTO.in.li} - i_{PTO.out.v} + i_{PTO.in.v}. \quad (35)$$

Определяются удельные тепловые нагрузки элементов:

а) холодопроизводительность испарителя

$$q_0 = i''_0 - i_{PTO.out.li}; \quad (36)$$

б) дефлегматора

$$q_D = (1 - R_\Phi) \cdot i''_G - i''_X - R_\Phi \cdot i'_\Phi; \quad (37)$$

в) генератора

$$q_G = (1 + R_\Phi) \cdot i''_G - f \cdot i_{кр.TO.out} + (f - 1) \cdot i_{сл.TO.in} - R_\Phi \cdot i'_\Phi; \quad (38)$$

г) конденсатора

$$q_K = i''_X - i'_X; \quad (39)$$

д) абсорбера

$$q_A = i_{PTO.out.v} - f \cdot i_{кр.A} + (f + 1) \cdot i_{сл.A}; \quad (40)$$

е) циркуляционного насоса

$$l_{pump} = v' \cdot f \cdot (P_K - P_0), \quad (41)$$

где $v' = f(P_K, t''_{кр.A})$ — удельный объем крепкого ВАР. (42)

Находится подводимое тепло:

$$q_1 = q_G + q_0 + l_{pump} \quad (43)$$

и отводимое тепло:

$$q_2 = q_A + q_K + q_D. \quad (44)$$

Массовый расход пара аммиака в испарителе составляет:

$$D = \frac{Q_0}{q_0}. \quad (45)$$

Полные тепловые нагрузки:

а) генератор

$$Q_G = q_G \cdot D; \quad (46)$$

б) абсорбер

$$Q_A = q_A \cdot D; \quad (47)$$

в) конденсатор

$$Q_K = q_K \cdot D; \quad (48)$$

г) дефлегматор

$$Q_D = q_D \cdot D; \quad (49)$$

д) циркуляционный насос

$$L_{pump} = l_{pump} \cdot D. \quad (50)$$

Тепловой коэффициент цикла насосной АВХМ:

$$\eta = Q_0 / Q_G. \quad (51)$$

На первом этапе исследований по приведенному выше алгоритму был выполнен поиск диапазонов температур греющего источника (t_h), который бы удовлетворял условиям работы АВХМ (t_w) и требования к объекту охлаждения ($t_{об}$) [14].

Актуальность такого исследования была связана с тем, что некоторые режимы работы АВХМ не могут быть организованы из-за недостаточно высокой температуры греющего источника. Так, например, уровень температур охлаждения в испарителе требует соответствующего уровня давления P_o и в испарителе, и в абсорбере. Равновесная температура крепкого ВАР в абсорбере $t''_{кр.A}$ должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР $\xi'_{кр}$ определяется значениями P_o и $t''_{кр.A}$, а для организации процесса абсорбции необходима некоторая зона дегазации — разность массовых долей аммиака в крепком $\xi'_{кр}$ и слабом $\xi'_{сл}$ ВАР. В свою очередь массовая доля аммиака в слабом ВАР $\xi'_{сл}$ определяется значениями давления конденсации-генерации P_k и температурой греющего источника t_h .

Как показал анализ [14] при низких температурах охлаждающей среды и греющего источника зона дегазации может отрицательные значения, т.е. цикл АВХМ не может быть реализован.

На втором этапе проведен анализ циклов насосных АВХМ и определены энергетические характеристики циклов — тепловой коэффициент и работа циркуляционного насоса в зависимости от температуры греющего источника.

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 Δt_{TO} , Δt_{WK} , Δt_{WA} , Δt_{def} были приняты равными 5 °С, а Δt_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 [15].

Результаты расчета насосной схемы АВХМ представлены в виде графических зависимостей на рис. 2.

Анализ этих результатов 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 имеет место при температуре объекта охлаждения 110 °С, при минус 15 °С — при 120 °С, при минус 25 °С — при 140 °С, соответственно значения теплового коэффициента составляют: 0,53; 0,44; 0,34.

Анализ результатов расчета показал, что такой ход зависимостей объясняется:

а) в области низких температур греющей среды (до максимума теплового коэффициента) — высокой кратности циркуляции ВАР между генератором и абсорбером (от 6 до 112), которая обусловлена узкой областью дегазации ($\Delta\xi = \Delta\xi_{кр} - \xi_{сл}$) — $\Delta\xi = 0,006...0,033$;

б) в области высоких температур греющей среды (после максимума теплового коэффициента) — увеличением доли воды в паровом потоке водоаммиачной смеси, выходящем из генератора — 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.

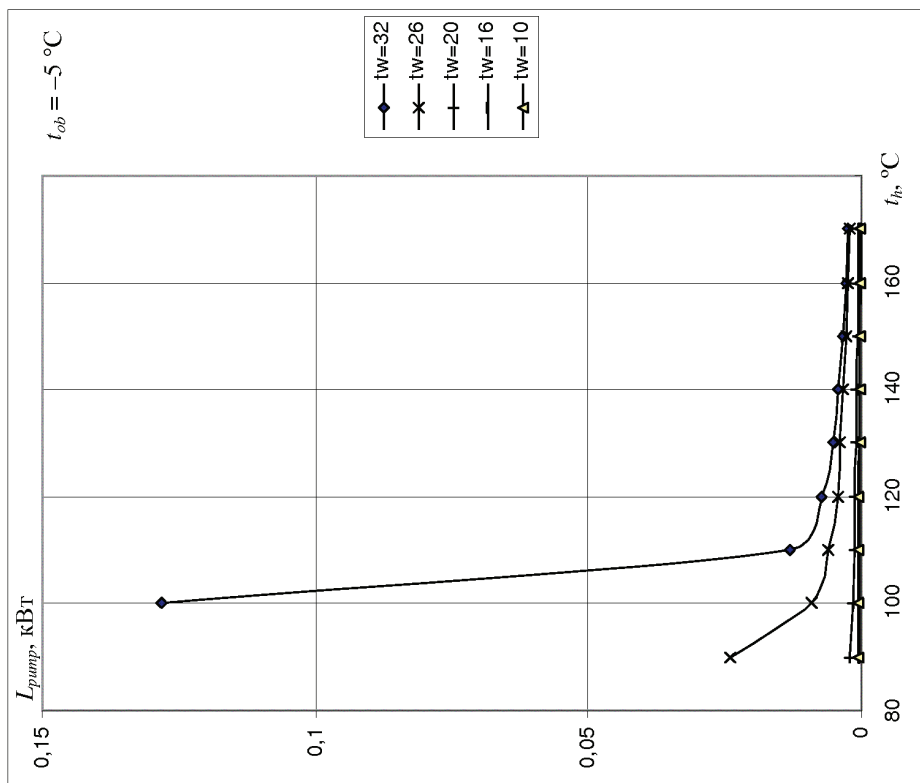
Во втором случае, несмотря на снижение кратности циркуляции ВАР, тепловая нагрузка в генераторе увеличивается из-за дополнительных затраты на выпаривание абсорбента-воды. Рост тепловой нагрузки дефлегматора при этом, соответственно также увеличивается более, чем в 10 раз (при температуре охлаждающей 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 охлаждения объясняется тем, что для реализации низкотемпературного цикла требуется ВАР с повышенной долей абсорбента в абсорбере, а это связано с дополнительным выпариванием воды в генераторе. 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 ВАР опережающее неблагоприятное воздействие оказывает процесс дополнительного выпаривания пара воды.

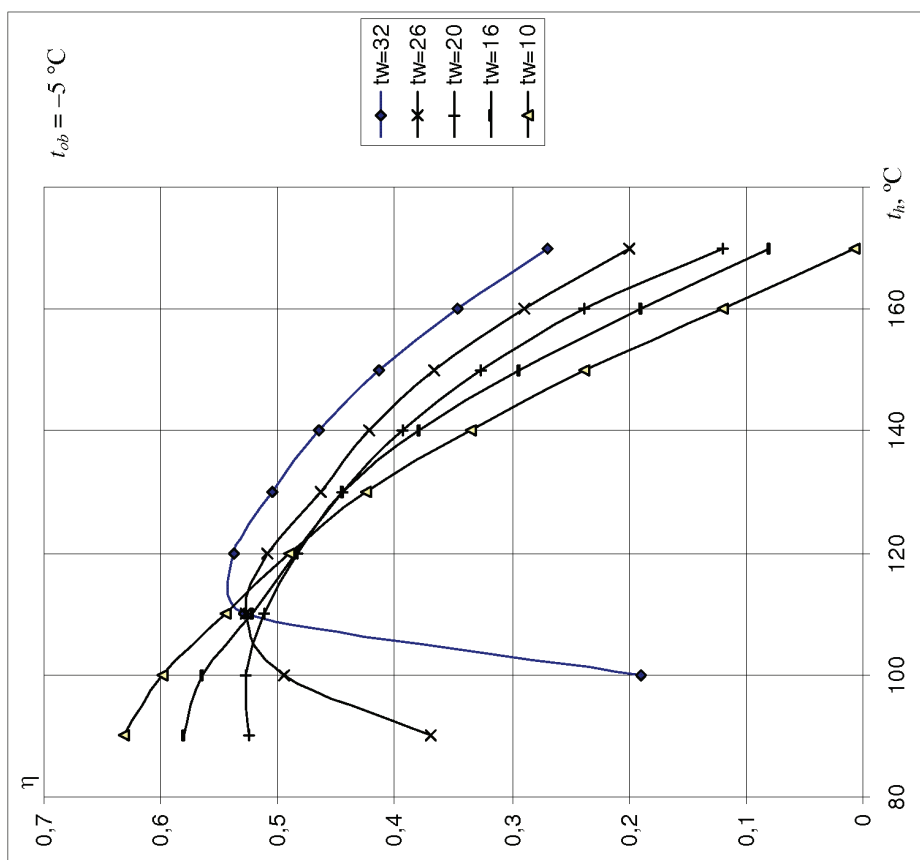
В расчетном диапазоне во всех случаях увеличение температуры греющего источника приводит к резкому уменьшению мощности циркуляционного насоса, перекачивающего крепкий раствор из абсорбера в генератор.

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

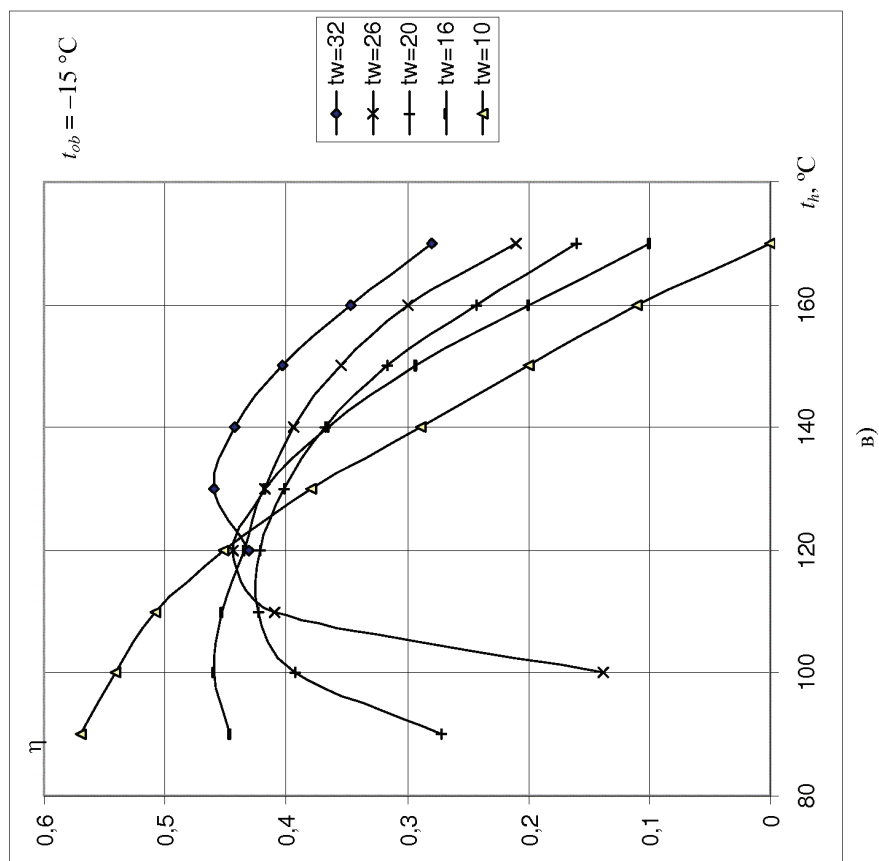
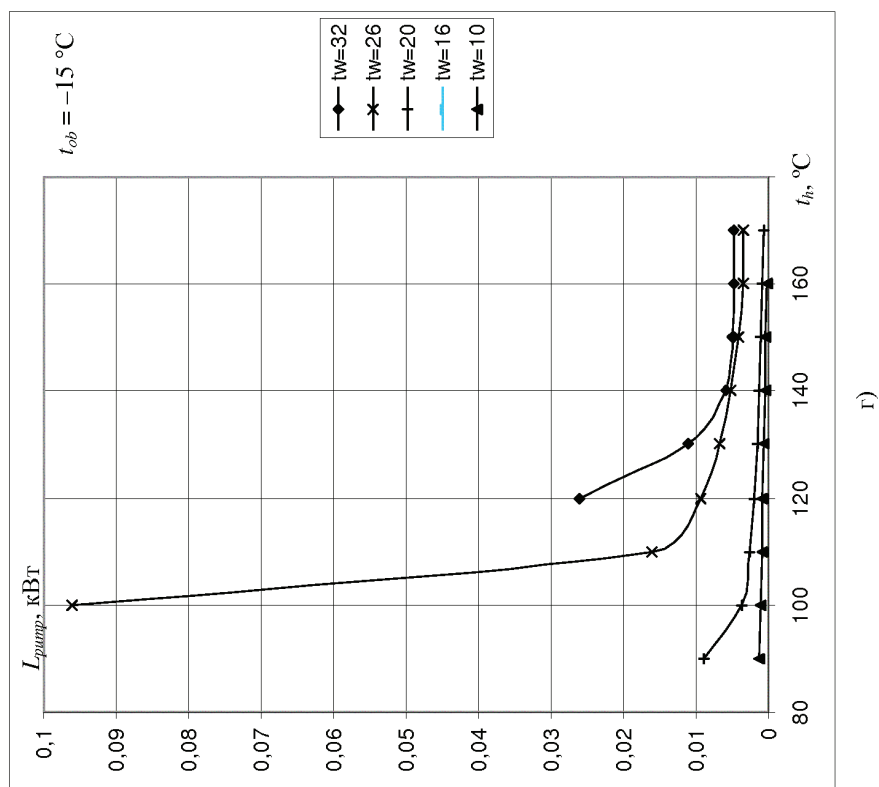
Полученная зависимость для циркуляционного насоса совпадает с результатами исследований других авторов [16, 17] и объясняется увеличением зоны дегазации в абсорбере за счет снижения массовой доли аммиака в слабом ВАР.

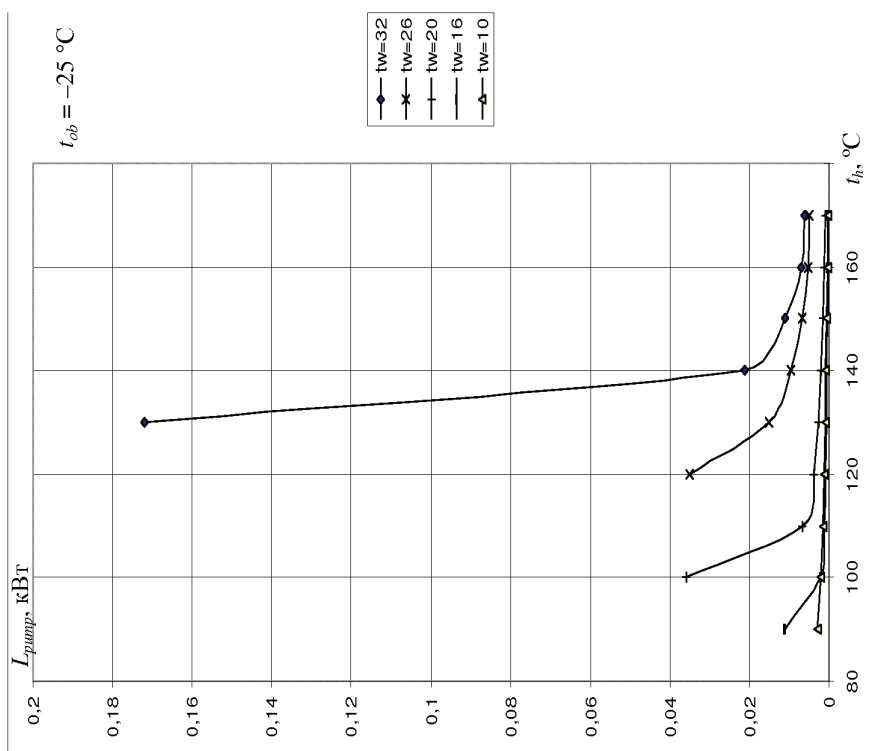


б)

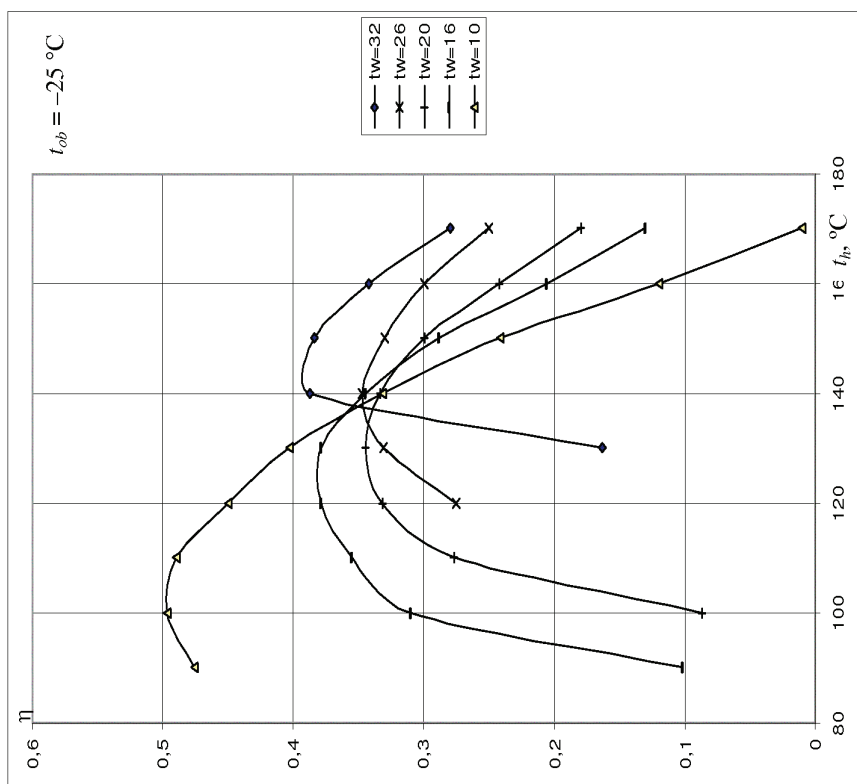


а)





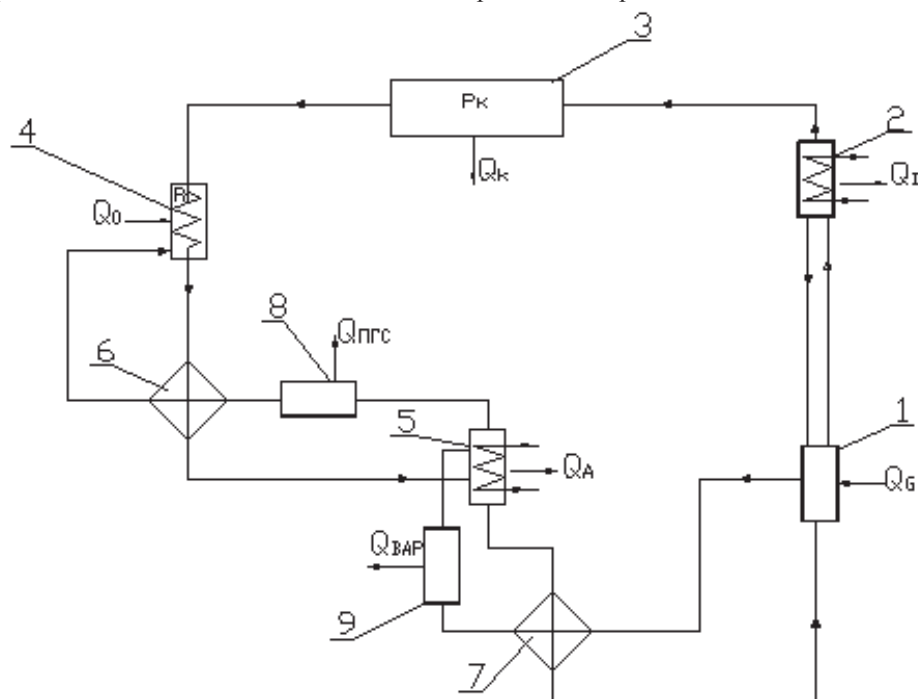
е)



д)

Рис. 2 – Результаты расчета энергетических характеристик (теплового коэффициента цикла и мощность перекачивающего насоса) насосной АВХМ при различных температурах объекта охлаждения ($t_{\text{об}}$), охлаждающей (t_w) и греющей среды ($t_{\text{гр}}$)

Схема традиционной безнасосной схемы АВХМ приведена на рис. 3.



1 – генератор; 2 – дефлегматор; 3 – конденсатор; 4 – испаритель; 5 – абсорбер;
6(7) – регенеративный теплообменник ПГС (РТР); 8(9) – охладитель насыщенной ПГС (слабого ВАР)

Рис. 3 – Схема безнасосной АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками

Схема содержит два регенеративных теплообменника, которые позволяют максимально использовать потоки слабого раствора, выходящего из генератора и холод потока парогазовой смеси (ПГС), выходящего из испарителя.

Алгоритм расчета безнасосной схемы включает элементы расчета насосной схемы для узлов, не содержащих процессы с инертным газом — генератора, дефлегматора, конденсатора, РТР.

В безнасосной схеме АВХМ, в отличие от насосной, проводится расчет контура естественной циркуляции, содержащего испаритель, абсорбер, регенеративный теплообменник ПГС и охладителя ПГС.

В связи с наличием инертного газа исходные данные дополняются следующими параметрами:

а) движущий напор процесса испарения в начале — $\Delta P'$ и в конце — $\Delta P''$;

б) температура испарения в начале — t_{\min} и в конце — t_{\max} ;

в) перегревы по сравнению с температурой охлаждающей среды:

1) потока ПГС на входе (выходе) испарителя — $\Delta t''_{ПГС}$ ($\Delta t''_{ПГС}$);

2) потока жидкого аммиака на входе в испаритель — Δt_{χ} ;

3) потока слабого (крепкого) ВАР на входе (выходе) абсорбера — Δt_{ca} ($\Delta t_{кр}$);

Задается движущий напор в абсорбере $\Delta P_{крд}$ и величина зоны дегазации в абсорбере $\Delta \xi_A$.

Термодинамические параметры рабочего тела на входе-выходе испарителя, соответственно, при минимальной и максимальной температуре испарения определяются по формулам, приведенных в табл. 1.

С учетом термодинамических параметров на входе и выходе испарителя определяются удельное (отнесенные к 1 кг испаряющегося аммиака) количество пара аммиака и водорода в потоке очищенной ПГС:

$$M_{ПГС} = \frac{1 - \xi_{x \max}}{\xi_{x \max}} \cdot \frac{1 - \xi_{\min}}{\xi_{\min} - \xi_{x \max}}; \quad (52)$$

$$M_{Г} = M_{ПГС} \cdot \frac{1 - \xi_{\min}}{\xi_{\min}}. \quad (53)$$

Таблица 1 – Формулы для определения термодинамических параметров рабочего тела в испарителе безнасосной АВХМ

Наименование параметра	Испаритель	
	ВХОД	ВЫХОД
Давление пара аммиака	$P_{\min} = f(t_{\min})$	$P_{\max} = f(t_{\max})$
Парциальное давление пара аммиака в ПГС	$P_{x\min} = P_{\min} - \Delta P'$	$P_{x\max} = P_{\max} - \Delta P''$
Парциальное давление инертного газа	$P_{r\min} = P_K - P_{x\min}$	$P_{r\max} = P_K - P_{x\max}$
Объемная доля пара аммиака в ПГС	$\varphi_{x\min} = \frac{P_{x\min}}{P_K}$	$\varphi_{x\max} = \frac{P_{x\max}}{P_K}$
Массовая доля пара аммиака в ПГС	$\xi_{x\min} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varphi_{x\min}} - 1\right) \cdot \frac{M_{H_2}}{M_{NH_3}} + 1}$	$\xi_{x\max} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varphi_{x\max}} - 1\right) \cdot \frac{M_{H_2}}{M_{NH_3}} + 1}$

Определяются температуры потоков по испарителю:

а) ПГС, соответственно на входе и выходе

$$t'_{ПГС} = t_W + \Delta t'_{ПГС}; \quad (54)$$

б) жидкого аммиака на входе

$$t'_X = t_W + \Delta t_X. \quad (55)$$

Полезная удельная холодопроизводительность испарителя определяется из уравнения теплового баланса:

$$q_0 = M_{Г} \cdot (i''_{Г(учн)} - i'_{Г(учн)}) + M_{ХПГС} \cdot (i''_{x(учн)} - i'_{x(учн)}) + (i''_x - i'_x), \quad (56)$$

где $i''_{Г(учн)}$; $(i'_{Г(учн)})$ — удельная энтальпия водорода в потоке ПГС на выходе (входе) испарителя, Дж/кг;

$i''_{x(учн)}$; $(i'_{x(учн)})$ — удельная энтальпия пара аммиака в потоке ПГС на выходе (входе) испарителя, Дж/кг;

i''_x — удельная энтальпия пара аммиака при максимальной температуре испарения, Дж/кг;

i'_x — удельная энтальпия жидкого аммиака при температуре t'_x .

Удельные энтальпии водорода и пара аммиака на входе-выходе испарителя находятся при соответствующих температурах и парциальных давлениях при помощи справочных данных [13, 18].

В формуле (56) первые два члена характеризуют охлаждение очищенной ПГС и они имеют знак «минус», третий член представляет собой скрытую температуру парообразования аммиака.

Расчет абсорбера также начинается с определения термодинамических параметров на его входе-выходе.

Определяется температура потоков слабого и крепкого ВАР:

а) на входе абсорбера

$$t_{cl} = t_W + \Delta t_{cl}; \quad (57)$$

б) на выходе абсорбера

$$t_{кр} = t_W + \Delta t_{кр}. \quad (58)$$

Парциальные давления крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$P_{крA} = P_{x\max} - \Delta P_{крA}. \quad (59)$$

С учетом $P_{крA}$ и $t_{кр}$ рассчитывается массовая доля аммиака в крепком ВАР на выходе абсорбера:

$$\xi_{крA} = f_2(P_{крA}, t_{крA}). \quad (60)$$

Массовая доля аммиака в слабом ВАР на входе абсорбера:

$$\xi_{clA} = \xi_{кр} - \Delta \xi_A. \quad (61)$$

По значениям ξ_{clA} и t_{cl} определяется парциальное давление слабого ВАР в абсорбере:

$$P_{clA} = f(\xi_{clA}, t_{cl}). \quad (62)$$

Определяются температуры ПГС — очищенной на выходе абсорбера $t''_{ПГС(A)}$ и насыщенной на входе — $t'_{ПГС(A)}$:

Можно принять эти температуры равные соответствующим температурам ПГС на входе-выходе испарителя:

$$t''_{ПГС(A)} = t'_{ПГС}; \quad (63)$$

$$t'_{ПГС(A)} = t''_{ПГС}. \quad (64)$$

Удельные расходные характеристики потоков в абсорбере:

а) аммиака в слабом ВАР

$$M_{хсл} = \frac{1 - \xi_{кр}}{\xi_{кр} \left(\frac{1 - \xi_{сл}}{\xi_{сл}} - \frac{1 - \xi_{кр}}{\xi_{кр}} \right)}; \quad (65)$$

б) воды в слабом ВАР

$$M_{всл} = M_{хсл} \cdot \frac{1 - \xi_{сл}}{\xi_{сл}}; \quad (66)$$

в) слабого ВАР

$$M_{сл} = M_{хсл} + M_{всл}; \quad (67)$$

г) крепкого ВАР

$$M_{кр} = M_{сл} + 1. \quad (68)$$

Удельная тепловая нагрузка абсорбера определяется из уравнения теплового баланса потоков:

$$q_A = (i_{сла} \cdot M_{сл} - i_{кра} \cdot M_{кр}) + M_{Г} \cdot (i'_{Г(абс)} - i''_{Г(абс)}) + M_{ХПГС} \cdot (i'_{х(абс)} - i''_{х(абс)}) + i'_{х(абс)}, \quad (69)$$

где $i'_{Г(абс)}$, $i''_{Г(абс)}$ ($i'_{х(абс)}$, $i''_{х(абс)}$) — удельные энтальпии потока инертного газа (пара аммиака) соответственно, на входе и выходе абсорбера, Дж/кг.

По значению массовой доли в слабом ВАР ($\xi_{сл}$) и полному давлению в системе (P_K) определяется температура на выходе генератора:

$$t_{Гсл} = f_3(P_K, \xi_{сл}). \quad (70)$$

Далее расчет генератора, дефлегматора и РТР выполняется по методикам для насосной АВХМ.

В случае, если в схеме предусматриваются специальные теплообменники для переохлаждения нагретых потоков очищенной ПГС после абсорбера и слабого раствора между РТР и абсорбером, то расчет их тепловой нагрузки проводится, соответственно, следующим образом:

$$q_{ПГС} = M_{ХПГС} \cdot (i''_{х(абс)} - i'_{х(абс)}) + M_{Г} \cdot (i''_{Г(абс)} - i'_{Г(исп)}); \quad (71)$$

$$q_{слВАР} = M_{сл} \cdot (i''_{слРТР} - i_{сла}). \quad (72)$$

Подводимое тепло в цикле безнасосной АВХМ

$$q_1 = q_G + q_0. \quad (73)$$

Отводимое тепло:

$$q_2 = q_A + q_K + q_D + q_{ПГС} + q_{слВАР}. \quad (74)$$

Расчет цикла выполнен верно, если

$$q_1 = q_2. \quad (75)$$

Расход аммиака в цикле:

$$G_X = \frac{Q_0}{q_0}. \quad (76)$$

С учетом рассчитанных удельных тепловых нагрузок на элементы и расход аммиака рассчитываются тепловые нагрузки, соответственно, генератора, абсорбера, конденсатора, дефлегматора и тепловой коэффициент цикла:

$$Q_G = q_G \cdot G_X; \quad (77)$$

$$Q_A = q_A \cdot G_X; \quad (77)$$

$$Q_K = q_K \cdot G_X; \quad (78)$$

$$Q_D = q_D \cdot G_X; \quad (79)$$

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_G}. \quad (80)$$

Выполнен вариантный расчет цикла безнасосной АВХМ, при котором изменились:

а) минимальная температура охлаждения (минус 30 °С; минус 25 °С; минус 20 °С при фиксированной температуре конца испарения минус 10 °С);

б) температура охлаждающей среды: 32 °С; 25 °С; 20 °С; 12 °С; 10 °С.

Исходные данные для расчета были сформированы для безнасосной АВХМ с принудительным охлаждением теплорассеивающих элементов — температурные напоры Δt_x , $\Delta t''_{ПГС}$, $\Delta t'_{ПГС}$, Δt_{cl} , $\Delta t_{кр}$ приняты равными 5 °С.

Движущий напор в начале процесса испарения и в конце и со стороны крепкого ВАР задается с учетом опыта практических разработок [9-12, 19, 20], соответственно, $\Delta P' = 0,1$ МПа, $\Delta P'' = 0,05$ МПа, $\Delta P_{кРА} = 0,1$ МПа.

При расчете должна быть задана величина зоны дегазации в абсорбере $\Delta \xi_A$, которая определяет массовую долю аммиака в слабом ВАР (ξ_{cl}), а также кратность циркуляции ВАР (M_{cl} , $M_{кр}$) между генератором и абсорбером и максимальную температуру генератора ($t''_{сг}$). В нашем случае $\Delta \xi_A$ являлась варьируемой величиной и составляла: 0,10; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,20.

Результаты расчета для случая с минимальной температурой охлаждения, равной минус 30 °С, представлены на рис. 4. Верхние точки графиков соответствуют максимальной величине зоны дегазации в абсорбере $\Delta \xi_A = 0,2$, а нижние точки — минимальной $\Delta \xi_A = 0,1$.

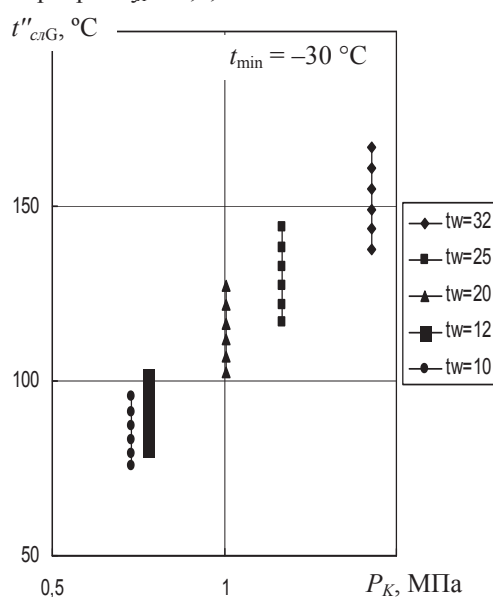


Рис. 4 – Результаты расчета безнасосной АВХМ — влияние полного давления в системе и температур охлаждающей среды на уровень температуры конца кипения в генераторе

Анализ представленных зависимостей показывает, что:

а) с ростом температуры охлаждающей среды должны увеличиваться и температуры греющей среды и полное давление в системе;

б) минимальная температура конца кипения в генераторе соответствует минимальной зоне дегазации в абсорбере.

Получены также аналогичные с насосной схемой результаты о влиянии температуры конца кипения в генераторе на энергетическую эффективность безнасосного цикла АВХМ.

Выводы

1. При реализации традиционных циклов насосной и безнасосной АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 10 до 32 °С) и объектов охлаждения (от минус 25 до минус 5 °С). Для достижения таких оптимальных режимов необходимо соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

2. Работа насосной схемы АВХМ в области низких температур греющего источника (от 90 до 120 °С) предполагает наличие циркуляционного насоса с установочной мощностью на 2-3 порядка превышающую мощность насоса, работающего в схеме в диапазоне температур греющего источника от 120 до 170 °С.

Литература

1. Чумак И.Г. Создать современные условия комфорта в домашнем укладе и трудовой деятельности сельских жителей Украины. Концепция долгосрочной науч.-техн. программы (Усадьба Украины) [Текст] / И.Г. Чумак, Ю.Н. Бугай. – Одесса.: ОИИТЭ, 1991. – 27 с.
2. Чумак И.Г., Старчевський І.П., Кочетов В.П. Концепція створення сучасної системи зберігання сільськогосподарської продукції в Україні [Текст] / І.Г. Чумак, І.П. Старчевський, В.П. Кочетов // Холодильная техника и технология. – 2000. – № 65. – С. 10-15.
3. Чумак И.Г. Холодильное хозяйство в сфере хранения продовольствия. Проблемы модернизации и методы их решения [Текст] / И.Г. Чумак, В.П. Кочетов, С.А. Усатюк, А.В. Ломакин // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 1(75). – С. 5-8.
4. Stierlin H. Die theoretischen Grundlagen der Absorption – Kaltmaschinen [Текст] //Kalte and Klima Rundschau. – 1971. – № 3. – S. 57-64.
5. Stirlin H. Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik [Текст] //Klima-Kalte-Heizung. – 1991. – № 4. – S. 1-8.

6. Бадилькес И.С. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И.С. Бадилькес, Р.Л. Данилов. – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.
7. Niebergal W. Sorptoin-kalte – maschinen [Текст]. – Berlin.: Springer, 1959. – 554 S.
8. Холодильные установки для стран с тропическим климатом: Учебное пособие [Текст] / И.Г. Чумак, С.Ю. Ларьяновский, Э.Г. Парцхаладзе и др. – К.: Либідь, 1992. – 224 с.
9. Исследование абсорбционных холодильных машин с целью повышения эффективности их работы и создания перспективных моделей: Отчет о НИР (заключ.) [Текст] / Ленинград. технол. ин-т. холод. пром-сти; № ГР74023943; Инв. № Б763698. – Л., 1978. – 165 с.
10. Завертаный В.В. Разработка низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.03. – Одесса, 1995. – 223 с.
11. Васылив О.Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: Дис... канд. техн. наук: 05.04.03. – Одесса, 1998. – 228 с.
12. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст]. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
13. Богданов С.Н. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справочник [Текст] / С.Н. Богданов, С.И. Бурцев, О.П. Иванов, А.В. Куприянова. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
14. Іщенко І.М. Моделювання і аналіз циклів абсорбційних водоаміачних холодильних машин [Текст] / І.М. Іщенко, О.С. Тітлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2009. – № 36. – Т.2. – С. 263-266.
15. Ксенофонтова Т.С. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника [Текст] / Т.С. Ксенофонтова, Э.Я. Маркив, Д.А. Поляков, Т.А. Ходаковская // Холодильная техника. – 1986. – № 11. – С. 31-33.
16. Sathyabhama A. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system [Текст] / A. Sathyabhama, T.P. Ashok Babu // Thermal science. – 2008. – Vol.12. – № 3. – P. 45-53.
17. Andrew Delano. Design Analysis of the Einstein Refrigeration Cycle [Текст]. Georgia Institute of Technology, June 1998.
18. Рид Р. Свойства газов и жидкостей [Текст] / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Л.: Химия., 1982. – 592 с.
19. Дмитриев В.И. Коэффициенты тепло- и массоотдачи при испарении аммиака в водоаммиачную смесь [Текст] / В.И. Дмитриев, Н.П. Третьяков // Холодильная техника. – 1970. – № 6. – С. 32-35.
20. Емельянов Р.В. Исследование движения парогазовой смеси в абсорбционно-диффузионных холодильных машинах [Текст] / Р.В. Емельяно, Н.П. Третьяков // Холодильная техника. – 1974. – № 10. – С. 32-35.

УДК 663/664

СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ УПАКОВКИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ: ВЛАСТИВОСТІ І ЕКОЛОГІЯ

Соколов О. Д., д-р техн. наук, професор
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

Розглянуто нові тенденції використання сучасних матеріалів для упаковки харчових продуктів. Проведено аналіз публікацій по основних ефективних напрямках зниження екологічної небезпеки відходів упаковки: розробка пакувальних матеріалів, які саморозкладаються у природному середовищі за короткий час; зменшення кількості матеріалів і енерговитрат при виготовленні одиниці упаковки; застосування таких пакувальних матеріалів, вторинна сировина з яких знаходить використання, і повернення до упаковки багаторазового використання.

The new tendencies of the use of modern materials are considered for packing of food products. The analysis of publications is conducted on basic effective directions of decline of ecological danger of wastes of packing: development of packing materials which collapse in a natural environment for short time; diminishing of amount of materials and energy is at making of packing unit; application of such packing materials, the second raw material from which finds the use, and returning to packing of multiple-use.

Ключові слова: упаковка харчових продуктів, полімерна упаковка, екологічність упаковки, утилізація упаковки.