

УДК: 697.94

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ УСТАНОВКИ ОПРЕСНЕНИЯ МИНЕРАЛИЗОВАННОЙ ВОДЫ

А.Н. Гриценко¹, С.Д. Стрекалов²

¹Филиал ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»

РФ 404110, Волгоградская обл., г. Волжский, пр. Ленина, 69

тел.: +7 (8443) 21-01-60; факс (8443) 21-01-66; e-mail: vfmei@vfmei.ru

²ФГБОУ ВПО Волгоградский государственный

архитектурно-строительный университет (ВолГАСУ)

РФ 400074, г. Волгоград, ул. Академическая, 1

тел.: +7 (8442) 96-98-26; факс (8442) 97-49-33; e-mail: rectorat@vgasu.vrn.ru

doi: 10.15518/isjaee.2015.07.009

Заключение совета рецензентов: 17.04.15 Заключение совета экспертов: 24.04.15 Принято к публикации: 05.05.15

В статье приведен обзор некоторых известных способов опреснения минерализованных вод и анализ их энергетической эффективности. Предложены две схемы энергоэффективных установок для опреснения минерализованной воды с использованием теплового насоса. Рассматриваются состав оборудования предложенных установок и параметры их эксплуатации, приводится пример конкретного температурного режима и расчёт баланса тепловых потоков. Производится оценка и сравнение эффективности предлагаемых установок по теоретическим и практическим методикам. Обсуждается возможность регулирования температурного режима эксплуатации установки и её элементов, приводятся графики изменения энергетических показателей. Сделаны выводы о применении установок, в том числе на базе альтернативных источников энергии.

Ключевые слова: установка, способ опреснения воды, тепловой насос, увлажнение и осушка воздуха, вакуумные установки, эффективность затрат энергии.

ENERGY-EFFICIENT DESALINATION PLANTS OF MINERALIZED WATER

A.N. Gritsenko¹, S.D. Strekalov²

¹The branch of the National Research University of Moscow Power Engineering Institute (MPEI)

69 Lenin Avenue, Volzhsky, Volgograd Region, 404110 Russian Federation

ph.: 8 (8443) 21-01-60; fax: (8443) 21-01-66; e-mail: vfmei@vfmei.ru

²Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering (VSUACE)

1 Academicheskaya, Volgograd, 400074 Russian Federation

ph.: +7 (8442) 96-98-26; fax: (8442) 97-49-33; e-mail: rectorat@vgasu.vrn.ru

Referred 17 April 2015 Received in revised form 24 April 2015 Accepted 05 May 2015

The article is a review of the known methods of mineralized water desalination and the analysis of their energy efficiency. Furthermore, this article proposes two schemes of the energy-efficient desalination plants using the heat pump, and considers equipment parameters and composition plants during their operation. There is an example of specific temperature conditions of the plants and calculation of heat flow balance. Moreover the article evaluates and compares the effectiveness of the proposed facilities for theoretical and practical methods; discusses the temperature operation plant control and its elements, there are the graphs of energy indicators as well. The article concludes that the application of these plants is effective, including on the alternative energy sources.

Keywords: plant, desalination method, a heat pump, humidifying and dehumidifying air, vacuum systems, energy consumption efficiency.





Сергей Дмитриевич
Стрекалов
Sergey D. Strekalov

Сведения об авторе: д-р техн. наук, профессор кафедры «Безопасность жизне-деятельности в техносфере» ФГБОУ ВПО Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета (ВолГАСУ); факультет инженерных систем и техносферной безопасности; лауреат премии правительства РФ в области науки и техники.

Образование: Волгоградский сельскохозяйственный институт, факультет механизации сельского хозяйства (1970–1975). Специальность «Инженер-механик».

Область научных интересов: волновые процессы, возобновляемые и нетрадиционные источники энергии, волновые ветродвигатели, исследование взаимодействия потока с крылом методом одномерных упругих нитей.

Публикации: 120, в том числе 5 монографий, 49 изобретений и патентов.

Information about the author: DSc (engineering), Professor of the Health and Safety in the Technosphere Department of Engineering Systems and Technosphere Safety Faculty; Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering; winner of the Government of the Russian Federation in the field of science and technology.

Education: Volgograd Agricultural Institute (1970–1975); Faculty of Agricultural Mechanization. "Mechanical Engineer" specialty.

Research area: wave processes, renewable and alternative energy sources, wind turbines wave, the study of interaction of the flow with a wing by one-dimensional elastic yarns.

Publications: 120, including 5 monographs, 49 inventions and patents.



Александр Николаевич
Гриценко
Alexandr N. Gritsenko

Сведения об авторе: канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная тепло-энергетика» филиала ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский университет (МЭИ)» в г. Волжском.

Образование: Ташкентский политехнический институт (ТашПИ), механический факультет (1975–1980); специальность «Холодильные и компрессорные машины и установки (ХКМиУ)».

Область научных интересов: термодинамические процессы, энергосбережение, возобновляемые источники энергии.

Публикации: 62, из них 12 изобретений.

Information about the author: PhD., associate professor of "Industrial Power" Department of the branch of National Research University (MPEI) in Volzhsky.

Education: Tashkent Polytechnic Institute (TashPI) (1975–1980), Mechanical Department. "Refrigeration and Compressor Machinery" specialty.

Research area: thermodynamic processes, energy efficiency, renewable energy.

Publications: 62, including 12 inventions.

Введение

В условиях с ограниченными природными ресурсами пресной воды, для промышленных районов с жарким и сухим климатом, судов дальнего плавания вопрос опреснения морских, сточных и минерализованных вод является весьма актуальным. Современное наращивание мощностей промышленной индустрии определяет возросшую потребность в энергетических ресурсах и пресной воде. Высокие требования к качеству питательной воды на ТЭЦ и котельных определяют наличие её специальной физико-химической подготовки. Необходимость сохранения окружающей среды и энергосбережения на предприятиях определяет актуальность создания замкнутых оборотных циклов и эффективных способов производства, утилизации вторичных и загрязнённых вод.

В зарубежной и отечественной практике для получения пресной воды нашли широкое применение установки с парокомпрессионными и струйными аппаратами [1]. Так, например, французской фирмой

«SIDEM» в ОАЭ современная опреснительная установка, производительностью 5 000 м³/сутки, выполнена на базе горизонтально-трубных плёночных испарителей, оборудованных пароструйными компрессорами [2]. В российской теплоэнергетике применяются многоступенчатые испарительные установки (МИУ) на базе вертикально-трубных испарителей, работающие в условиях повышенных давлений, а в области опреснения морских, солоноватых вод – работающие в условиях вакуума дистилляционные опреснительные установки (ДОУ).

Теоретическая часть

Анализ эксплуатации термодистилляционных установок в России и странах СНГ изложен в обзорных статьях [3, 4]. Бесспорным преимуществом рассматриваемых установок является получение пресной воды высокого качества. Однако фазовая теплота парообразования воды в испарительно-конденсационных процессах в данных установках оказывает существенное влияние на затраты энергии

для получения единицы массы дистиллята. Решить вопрос о существенном снижении энергопотребления в данных типах установок затруднительно во всём возможном диапазоне давлений рабочего тела.

К рассмотрению предлагается две установки энергетически эффективного опреснения воды, функционирующие на базе теплового насоса. Его применение направлено на обеспечение регенерации теплоты испарительно-конденсационных процессов воды при получении дистиллята.

Описание установки 1

Принципиальная схема и состав опреснительной установки 1 показаны на рисунке 1.

Работа установки

В оборудование установки включается парокомпрессионный одноступенчатый тепловой насос (ТН); колонна увлажнения воздуха (КУВ); колонна осушки воздуха (КОВ); два накопительных ресивера: один для минерализованной (солёной), другой для пресной воды (РСВ) и (РПВ); питательные насосы ПН-1 и ПН-2; воздухоудка с регулируемой производительностью; трубопроводы и запорная арматура. Всё оборудование установки образует четыре функциональных контура: контур теплового насоса (ТН), контур циркуляции паровоздушной смеси, отдельные контуры циркуляции минерализованной и пресной воды.

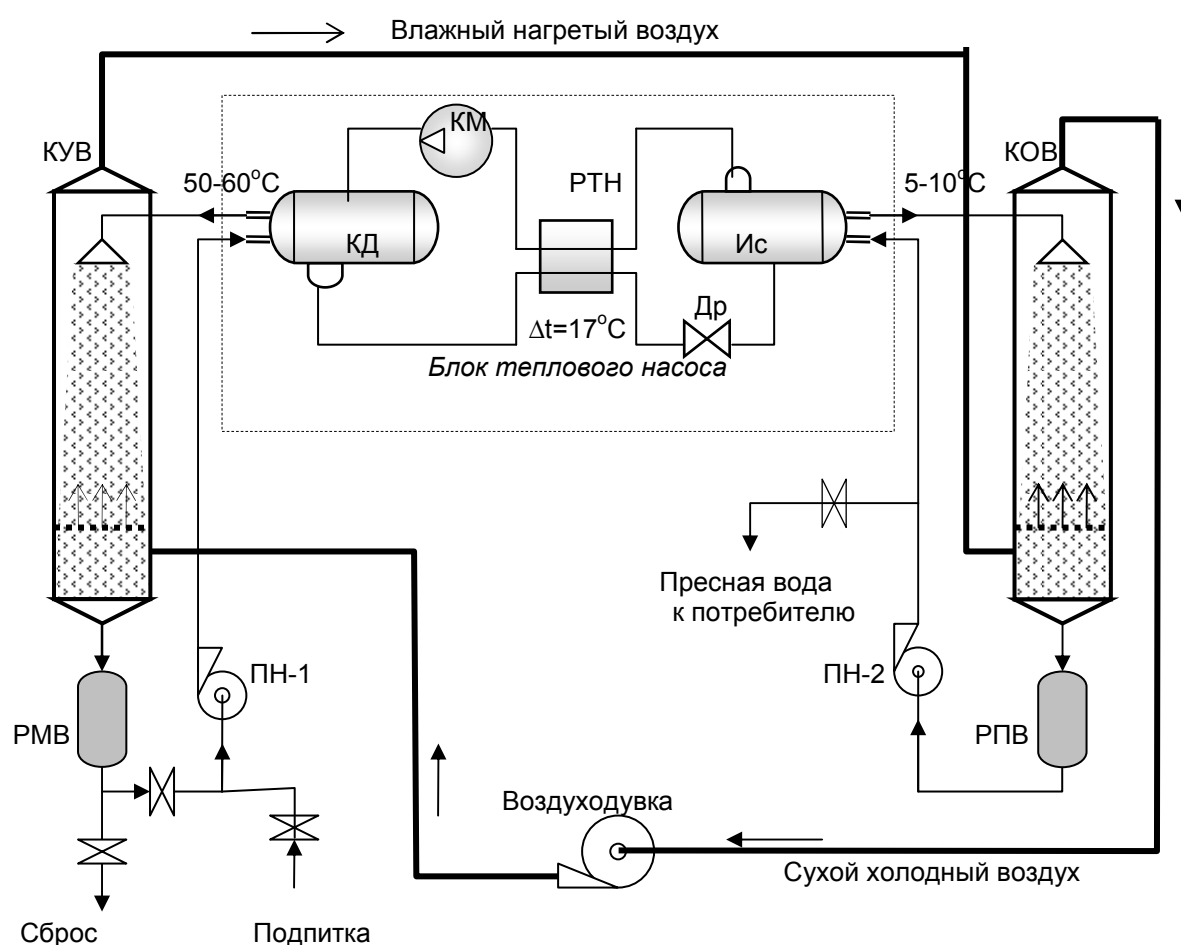


Рис. 1. Принципиальная схема опреснительной установки 1:

КМ – компрессор; КД – конденсатор ТН; РТН – регенератор ТН; Ис – испаритель ТН; Др – дроссельный вентиль; КУВ – колонна увлажнения воздуха; КОВ – колонна осушки воздуха; РМВ – ресивер минерал. воды; ПН-1 – питательный насос минерал. воды; РПВ – ресивер пресной воды; ПН-2 – питательный насос пресной воды

Fig. 1. Schematic diagram of the desalination plant 1:

КМ – compressor; КД – condenser HP; РТН – regenerator HP; Ис – evaporator HP; Др – throttle valve; КУВ – air humidification column; КОВ – air drying column; РМВ – mineral water receiver; ПН-1 – mineral water feed pump; РПВ – fresh water receiver; ПН-2 – fresh water feed pump

Контур циркуляции паровоздушной смеси определяет протекание тепломассообменных процессов во влажном воздухе при атмосферном давлении в основном технологическом оборудовании – КУВ и КОВ. Тепломассообмен обусловлен режимом температур подаваемой воды в технологические колонны, который обеспечивается работой теплового насоса. В состав теплового насоса входит компрессор, конденсатор, испаритель и регенератор. Увлажнение воздуха происходит за счёт противоточного движения капельной горячей минерализованной воды в КУВ и сухого воздуха.

Для увеличения поверхности тепломассообмена воздуха с водой в рабочий объём КУВ введены лёгкие предметы с пористой поверхностью, например керамзит. Размер этих предметов подобран таким образом, чтобы они не проваливались через нижнюю ограничительную сетку в колонне и не уносились вертикальным потоком воздуха, движущимся вверх через колонну за пределы рабочей зоны. Противоточное движение воздуха и воды создаёт в рабочей зоне увлажнения псевдооживленный слой.

Во второй колонне – КОВ – тепломассообмен осушки организован аналогичным способом противоточного движения воздуха и охлаждённой пресной воды. Она подаётся через разбрызгиватель из испарителя теплового насоса. В результате охлаждения влажного воздуха и конденсации воды из него, масса циркулирующей пресной воды в контуре увеличивается, что позволяет периодически удалять её избыток.

Чем больше разница температур рабочих зон в КУВ и КОВ, тем выше производительность массопереноса водяного пара влажным воздухом атмосферного давления. Температурный режим рабочих зон КУВ и КОВ задаётся возможностями цикла работы теплового насоса и эффективностью его функциони-

рования в диапазоне температур жидкой воды при атмосферном давлении до 100 °С. Однако нагрев минерализованной воды выше 50÷60 °С приводит к выпадению солей с образованием накипи на теплообменных поверхностях, что ухудшает теплообмен и требует периодической чистки. Желание предотвратить образование накипи, по сути, определило задание верхней температуры рабочего диапазона цикла теплового насоса (рис. 2).

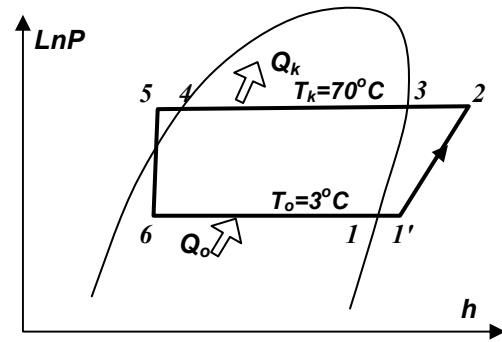


Рис. 2. Цикл теплового насоса установки 1
 Q_k и T_k – теплота и температура конденсации хладагента;
 Q_o и T_o – теплота и температура испарения хладагента

Fig. 2. 1st installation heat pump cycle
 Q_k and T_k – the heat and condensation temperature of the refrigerant; Q_o and T_o – the heat and the evaporation temperature of refrigerant

В качестве рабочего тела ТН выбран фреон 21 (R-21). Показатели рабочего цикла ТН сведены в таблицу 1.

Показатели цикла ТН установки 1

1st installation heat pump cycle indicators

Таблица 1

Table 1

Вид хладагента (х/а)	Температура, °С		Давление, бар		Темпер. перегрева х/а, °С	Удельные показатели х/а, кДж/кг			Коэффициент трансформации тепла μ
	Конденсации T_k	Кипения T_o	Конденсации P_k	Кипения P_o		q_k - теплота конденсации	q_o теплота кипения	l работа сжатия	
R-21	70	3	6,76	0,8	17	235	182	53	4,43

Тепловой насос в опреснительной установке 1 обеспечивает регенерацию теплоты фазового перехода водяных паров минерализованной воды из влажного воздуха с низкого температурного уровня рабочей зоны КОВ на высокий температурный уро-

вень рабочей зоны КУВ. При этом энергия расходуется только на привод теплового насоса и нагнетателей. Энергия привода теплового насоса (см. табл. 1) оказывается в четыре раза меньше «переносимой» теплоты конденсации-испарения воды, что и способ-

ствует энергосбережению при производстве дистиллята. Расчёт производительности, рабочих параметров и размеров основного технологического оборудования выполняется по стандартным методикам. Проведённые испытания стенда опреснительной установки 1 показали высокую эффективность её применения. Атмосферное давление в паровоздушном контуре установки 1 позволяет создать необходимую разность рабочих температур между колонной увлажнения и колонной осушки и обеспечить ощутимый массоперенос водяного пара влажным воздухом.

Описание установки 2

Привлекательный способ получения дистиллята показан на схеме установки 2 с вакуумным пароводяным контуром и тепловым насосом (рис. 3).

В этой установке контур циркуляции паровоздушной смеси отсутствует вообще. КУВ заменяется парогенератором, а КОВ – контактным водяным конденсатором. Водяным парогенератором является конденсатор ТН, а водяным конденсатором – испаритель ТН.

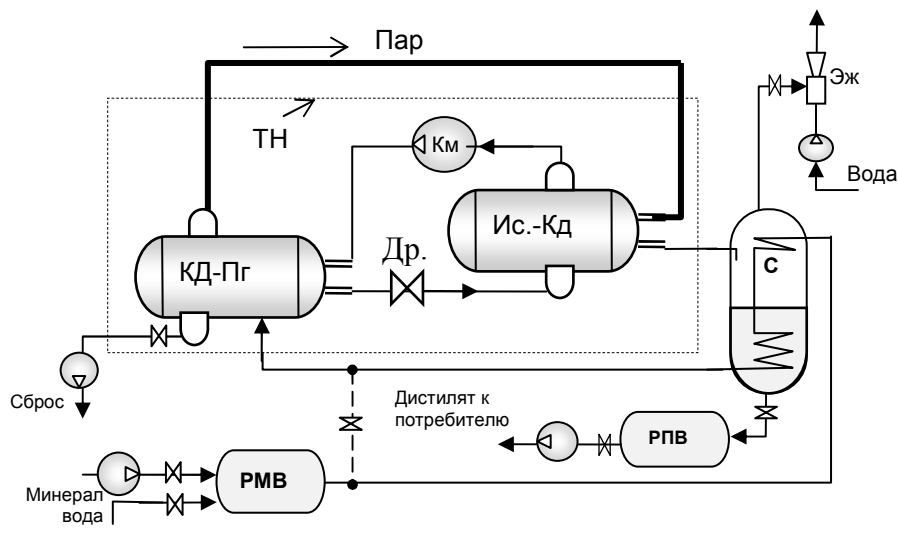


Рис. 3. Принципиальная схема опреснительной установки 2:

КМ – компрессор ТН; КД-Пг – конденсатор-парогенератор; Ис.-Кд – испаритель-конденсатор; Др. – дроссельный вентиль ТН; РМВ – ресивер минерал. воды; РПВ – ресивер пресной воды; Эж. – эжектор; С – сепаратор-теплообменник; ТН – контур теплового насоса

Fig. 3. Schematic diagram of the desalination plant 2:

КМ – compressor HP; КД-ПГ – steam condenser; Ис.-Кд – evaporator-condenser; Др. – throttle valve of the HP; РМВ – mineral water receiver; РПВ – fresh water receiver; Эж. – ejector; С – separator; ТН – heat pump circuit

Внутренняя рабочая полость установки по пароводяному контуру изолирована от окружающей среды. Необходимый вакуум в системе пароводяного контура первоначально создаётся и поддерживается струйным водяным эжектором, установленным на конце сепаратора контура. Это позволяет удалить из контура неконденсируемые газы и обеспечивает создание единой режимной температуры фазового перехода воды в аппаратах. В рабочий период созданный вакуум определяется уровнем температурного режима кипения-конденсации пароводяного контура. При этом разность температур между теплообменными поверхностями конденсатора и испарителя ТН будет наименьшей, что значительно снижает энергетические затраты на привод теплового насоса и устраняет необходимость применения регенератора ТН. Испаритель ТН рекомендуется снабдить

верхним горшком для сепарации хладона. Приведём пример расчёта рабочего цикла ТН и энергетических потоков установки.

Экспериментальная часть

Пример. Температурный режим водяной пароконденсатной среды в установке примем $t_s = 60^\circ\text{C}$. При таком режиме физические свойства водной среды и параметры эксплуатации цикла теплового насоса на хладоне R21 (рис. 4) будут иметь показатели, указанные в таблице 2.

По выстроенному циклу ТН на базовой диаграмме $\lg P-h$ хладона R21 [5] определим параметры характерных точек, вычислим удельные тепловые характеристики цикла (табл. 3).

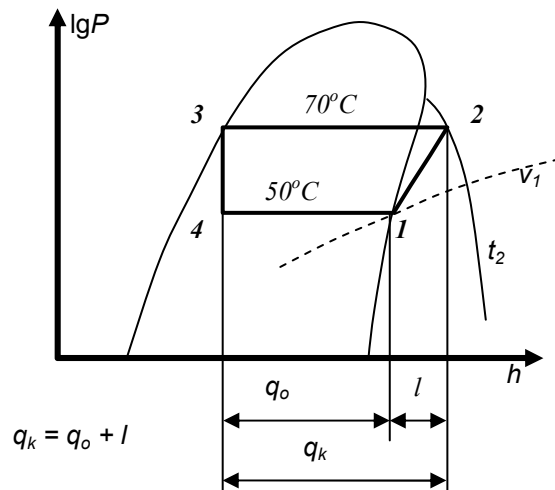


Рис. 4. Схема диаграммы lgP-h цикла ТН
Fig. 4. Schematic diagram of heat pump lgP-h cycle

Рассмотрим энергетические потоки в установке. Внутренний тепловой баланс цикла теплового насоса в удельных показателях выражается равенством (рис. 4): $q_k = q_o + l$. Это равенство отражает дисбаланс тепловых потоков в конденсаторе и испарителе теплового насоса на величину l .

Очевидно, что для испарителя внутренний тепловой баланс на единицу массы водяного пара (1кг) выражается равенством теплоты его конденсации Q_n и теплоты испарения некоторой массы (m_x) хладагента Q_o . Баланс испарителя выразится соотношением $Q_n = Q_o$ или $r \cdot 1\text{кг} = q_o m_x$. Откуда $(m_x / 1\text{кг}) = (r / q_o) = Z$, где Z – кратность массовых потоков хладона и водяного пара в установке, $Z = 11,8$.

Из расчёта следует, что для получения 1 кг дистиллята затраты энергии на сжатие хладона в компрессоре ТН составят $L = m_x \cdot l = 11,8 \cdot 12 = 141,6$ кДж.

Показатели свойств воды и хладона R-21

Indicators of the water and R21 chladone attributes

Таблица 2

Table 2

Для воды и пара при $t_s = 60^\circ\text{C}$			Для хладона R-21			
Уд. теплота парообразования	Уд. Т/ёмкость воды	Давление насыщ. пара	Температура, $^\circ\text{C}$		Давление, бар	
$r = h'' - h'$	c_p , кДж/кг·К	p_{ss} , Бар	Конденсации, t_k	Кипения, t_o	Конденсации, p_k	Кипения, p_o
2 358	4,18	0,2	70	50	6,76	4,0

Показатели характеристик цикла теплового насоса установки 2

Performance characteristics of the 2nd installation heat pump cycle

Таблица 3

Table 3

Уд. энтальпия характерных точек цикла, кДж/кг			Уд. объём, м ³ /кг	Уд. теплота, кДж/кг		Работа, кДж/кг	Коэф. трансформации тепла
h_1	h_2	дросселирование $h_3 = h_4$	v_1	конденсации, $q_k = h_2 - h_3$	кипения, $q_o = h_4 - h_1$	сжатия $l = h_2 - h_1$	$\mu = q_k / l$
1 016	1 028	828	0,06	200	188	12	16,6

Это значение соответствует дисбалансу тепловой производительности конденсатора теплового насоса при кипении солёной воды. Устранить внутренний дисбаланс теплового насоса можно посредством дополнительной подачи внешней сменной питатель-

ной солёной воды в рабочую полость Кд-ПГ с температурой окружающей среды $t_{o,c}$ и удаления равноценной массы горячего состава из полости с температурой t_s . Очевидно, что, регулируя дополнительную подачу (удаление) питательной солёной воды в

Кд-ПГ, можно легко сбалансировать тепловой режим установки и задать температурный режим её работы.

Обсуждение результатов расчёта

К вопросу об энергетической эффективности установки. По стандартной методике оценка эффективности применения теплового насоса выполняется по показателю коэффициента трансформации тепла, который для рассмотренного случая составляет $\mu = 16,6$. Данный показатель отражает кратность уменьшения затрат энергии на привод теплового насоса, как правило электрической, по сравнению с его тепловой производительностью, которая реализует фазовый переход в получении дистиллята на установке 2. Однако, по-видимому, некорректно сравнивать затраты тепловой и электрической энергии на производство 1 кг дистиллята только с помощью коэффициента трансформации тепла μ для теплового насоса. Это связано с тем, что по способу получения 1 кВт электроэнергии не равноценен 1 кВт тепловой энергии. Известно, например, что на тепловых электростанциях (ТЭС) удельный расход топлива ($b_{\text{КЭС}}$) на выработку электрической энергии тепловым способом превышает удельный расход топлива на выработку тепловой энергии в котельной ($b_{\text{КОТ}}$) в $(2,7 \div 3,0) = K$ раза. Поэтому фактический эффект Э предложенной установки необходимо выражать соотношением тепловой потребности в получении дистиллята ($Q_{\text{п}}$) с тепловыми затратами ($Q_{\text{зат}}$) в предлагаемой установке, а именно: $\mathcal{E} = Q_{\text{п}} / Q_{\text{зат}} = Q_{\text{п}} / (L \cdot K) = (r \cdot 1\text{кг}) / (L \cdot K) = 2358 / (141,6 \cdot 3) = 5,55$ раза. Это значение фактически отражает выигрыш в затратах тепловой энергии при получении дистиллята из минерализованных вод на установке 2.

Изучение энергетических характеристик эксплуатации установки

В оценке температурного режима эксплуатации установки представляет интерес исследование зависимости энергетических потребностей в возможном диапазоне температурного режима получения дистиллята. Разумный диапазон температурного режима основного процесса установки 2 может варьировать от температуры окружающей среды, условно принятой 20 °С, до температуры кипения воды при атмосферном давлении 100 °С. Условием исследования является сохранение внутренних температурных напоров в работе технологических аппаратов установки. В состав энергетических характеристик эксплуатации установки включались затраты энергии на привод компрессора теплового насоса (I), изменение теплоты фазовых переходов (r) выбранного хладагента R-21, кратность массовых потоков хладагента и водяного пара (Z). Изучение данных характеристик выпол-

нялось по свойствам указанных веществ. Результаты исследований представлены на рисунке 5.

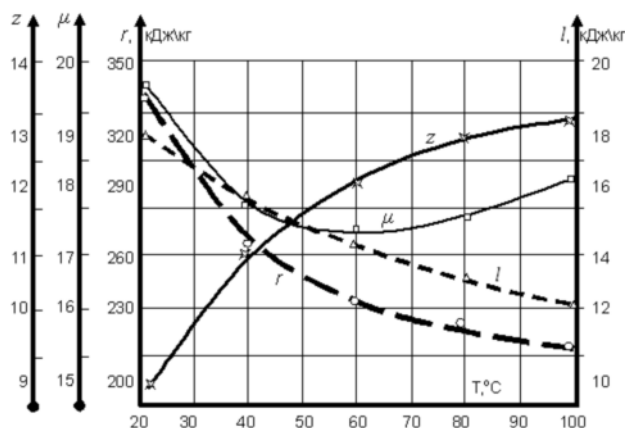


Рис. 5. Зависимости энергетических характеристик от температурного режима эксплуатации установки
Fig. 5. Energy characteristics dependence on plant temperature condition

По результатам исследований можно сделать следующее заключение.

При повышении температуры основного процесса в установке 2 энергетические затраты на привод компрессора I значительно снижаются, несколько улучшается коэффициент трансформации теплоты μ , снижается требуемая степень вакуума в технологических аппаратах; однако при этом существенно возрастает выпадение солей из раствора и кратность циркуляции массовой доли хладагента, что определяет параметры элементов установки теплового насоса.

При понижении температуры основного процесса в установке 2 наблюдается обратное изменение рассматриваемых характеристик. Выбор оптимального режима сводится к вопросу приоритетности того или иного критерия оценки, а также экономического анализа стоимости эксплуатации данной установки в выбранном режиме. Однако это предмет дополнительных экономических исследований.

В заключение следует отметить, что необходимую энергию на привод теплового насоса можно получить альтернативным способом: путём использования энергии ветра, излучения солнца, динамики потока воды и т. д. Это определяется тем обстоятельством, что установку располагают обычно вблизи источника минерализованной воды, который может располагать такими энергетическими возможностями.

Выводы

Предложены энергетически эффективные установки опреснения минерализованной воды с использованием теплового насоса. Эффективность получения

дистиллята определяется малыми энергетическими затратами по сравнению с затратами на базовых установках. Достигается это возможностью регенерации теплоты фазового перехода воды при её испарении и конденсации с помощью теплового насоса. Критерием оценки эффективности эксплуатации установок традиционно может служить величина коэффициента трансформации тепла теплового насоса μ , либо фактический показатель выигрыша в затратах тепловой энергии ($\mathcal{E}$) на выработку дистиллята.

Обе предложенные установки имеют регулируемый температурный режим эксплуатации, работоспособны и могут быть успешно реализованы на практике в местах дефицита ресурсов пресной воды.

Побочным продуктом работы опреснительной установки морской воды может являться получение её солей, которые также являются ценным продуктом бытового потребления.

Список литературы:

1. Мелинова Л.В., Подберёзный В.Л. Анализ влияния компрессии вторичного пара на технико-экономические показатели термодистилляционных установок // Вторая Нижневолжская научно-практическая конференция «Ресурсо-энергосбережение и эколого-энергетическая безопасность промышленных городов». Волжский: Филиал МЭИ (ТУ), 2005. С. 93.
2. Greco N., Durante A., Murat F. SIDEM. "Application of the Multiple Effect Process at Low Temperature to a Large Sea Water Desalination Plant" // IDA WORLD CONFERENCE ON DESALINATION AND WATER REUSE "WATER THE CHALLENGE OF THE 90's". August 25-29/-1991.-WASHINGTON, D.C. technical proceeding. Vol. 1.
3. Мелинова Л.В., Подберёзный В.Л. Анализ опыта эксплуатации различных типов опреснительных установок // Вторая Нижневолжская научно-практическая конференция «Ресурсо-энер-

госбережение и эколого-энергетическая безопасность промышленных городов». Волжский: Филиал МЭИ (ТУ), 2005. С. 98.

4. Авербух Я.Д., Филлипов С.Н. Термодинамический анализ дистилляционной установки с центробежным термокомпрессором // Водоснабжение и санитарная техника. 1986. № 3. С. 8–11.

5. Техника низких температур. Атлас под редакцией И.П. Усюкина, М.: Пищевая промышленность, 1977. 244 с.

References

1. Melinova L.V., Podbereznij V.L. Analiz vlianiâ kompressii vtorichnogo para na tehniko-ekonomicheskie pokazateli termostillâcionnyh ustanovok. 2-nd Nižnevolžskaâ naučno-praktičeskaâ konferenciâ «Resurso-energobereženie i ekologo-energetičeskaâ bezopasnost' promyšlennyh gorodov». Volžskij: Filial MÈI (TU), 2005, p. 93 (in Russ.).
2. Greco N., Durante A., Murat F. SIDEM. "Application of the Multiple Effect Process at Low Temperature to a Large Sea Water Desalination Plant". IDA WORLD CONFERENCE ON DESALINATION AND WATER REUSE "WATER THE CHALLENGE OF THE 90's", August 25-29/-1991, WASHINGTON, D.C. technical proceeding, vol. 1 (in Russ.).
3. Melinova L.V., Podbereznij V.L. Analiz opyta èkspluatácii različnyh tipov opresnitel'nyh ustanovok. 2-nd Nižnevolžskaâ naučno-praktičeskaâ konferenciâ «Resurso-energobereženie i ekologo-energetičeskaâ bezopasnost' promyšlennyh gorodov», Volžskij: Filial MÈI (TU), 2005, p. 98 (in Russ.).
4. Averbuh Ya.D., Fillipov S.N. Termodynamičeskij analiz distillâcionnoj ustanovki s centrobežnym termokompressorom. Vodosnabženie i sanitarnaâ tehnika, 1986, no. 3, pp. 8–11.
5. Tehnika nizkix temperatur. Atlas edited by I.P. Usyukin. Moscow: Piševaâ promyšlennost' Publ., 1977, 244 p (in Russ.).

Транслитерация по ISO 9:1995

