

УДК 621.577.62

Владимир Владимирович Папин

ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет имени М.И. Платова», кандидат технических наук, доцент, и.о. заведующего кафедрой тепловых электрических станций и теплотехники, Россия, Новочеркасск, e-mail: vladimir_papin@bk.ru

Расчет парокompрессионного и абсорбционного тепловых насосов с учетом гидравлического сопротивления хладагента

Авторское резюме

Состояние вопроса. Известные методы оценки эффективности трансформаторов теплоты не учитывают потери давления в контуре трансформатора. Эти потери представляются несущественными. Однако все чаще возникает вопрос о степени их влияния на общую эффективность цикла и о вероятном их учете. Цель исследования – модернизировать существующие методики расчета трансформаторов теплоты для учета влияния потерь давления хладагента в контуре.

Материалы и методы. За основу методов оценки эффективности парокompрессионного и абсорбционного трансформаторов взяты методы В. Мааке и П.А. Трубаева и методы Т.В. Морозюк и Л.С. Тимофеевского соответственно. Для уточнений КПД компрессора использована методика А.Н. Носкова. Гидравлические сопротивления теплообменников и трубопроводов в контурах трансформаторов теплоты определены с помощью существующих методик отечественных авторов. Полученные значения сопротивлений отображены на $P-h$ -диаграмме цикла.

Результаты. Разработана модернизированная методика оценки эффективности парокompрессионных и абсорбционных трансформаторов теплоты, учитывающая потери давления в контуре. Произведены расчеты показателей экономичности трансформаторов теплоты по полученной методике. Установлено соответствие результатов расчетов по полученной методике экспериментальным данным, полученным В.О. Мамченко и А.А. Малышевым.

Выводы. Потери давления в контуре парокompрессионного трансформатора теплоты снижают коэффициент трансформации для рассмотренного примера на 5,4 %, а в контуре абсорбционного трансформатора теплоты – на 0 %. Соответственно, при оценке эффективности парокompрессионных трансформаторов теплоты потери давления играют существенную роль.

Ключевые слова: парокompрессионный трансформатор теплоты, абсорбционный трансформатор теплоты, фреон, гидравлические потери, тепловой насос, принципиальная схема абсорбционного теплового насоса, коэффициент трансформации

Vladimir Vladimirovich Papin

Platov South Russian State Polytechnic University, Candidate of Engineering Sciences, (PhD), Associate Professor, acting Head of Thermal Power Plants and Heat Engineering Department, Russia, NovoCherkassk, e-mail: vladimir_papin@bk.ru

The calculation of vapor compression and absorption heat pumps considering the hydraulic resistance of the refrigerant

Abstract

Background. The known methods to assess the efficiency of heat transformers do not consider pressure losses in the transformer circuit. These losses seem to be insignificant. However, the issue is how insignificant they are and whether they should still be considered. The purpose of the study is to modernize available methods to calculate heat transformers to take into account the impact of refrigerant pressure losses in the heat transformer circuit.

Materials and methods. The methods of assessing the efficiency of a vapor compression and absorption transformers are based on the methods of V. Maake and P.A. Trubaev, and the methods of T.V. Morozyuk and L.S. Timofeevsky, respectively. The method of A.N. Noskov has been used to clarify the efficiency of the compressor. The hydraulic resistances of heat exchangers and pipelines in the circuits of heat transformers have been determined using available methods of domestic authors. The obtained resistance values have been displayed on the $P-h$ diagram of the cycle.

Results. A modernized method for assessing the efficiency of vapor compression and absorption heat transformers has been obtained, considering pressure losses in the circuit. Calculations of the efficiency indicators of heat transformers are carried out using the obtained methodology. The results of the calculations correspond to the experimental data obtained earlier by V.O. Mamchenko and A.A. Malyshev.

Conclusions. Pressure losses in the circuit of the vapor compression heat transformer reduce the transformation ratio for example under study by 5,4 %, and in the circuit of the absorption heat transformer by 0,4 %. Accordingly, when assessing the efficiency of vapor compression heat transformers, pressure losses play a significant role.

Key words: vapor compression heat transformer, absorption heat transformer, freon, hydraulic losses, heat pump, schematic diagram of an absorption heat pump, transformation ratio

DOI: 10.17588/2072-2672.2025.1.012-022

Введение. Известные методики расчета циклов парокомпрессионных и абсорбционных трансформаторов теплоты [1, 2], не учитывающие потери давления в контуре трансформатора, требуют доработки и модернизации с использованием методик расчета индикаторного КПД механического компрессора в соответствии с [3]. Основное отличие новой методики от существующих – учет потерь давления в контуре хладагента, в связи с чем изменяется коэффициент трансформации.

В качестве примеров взяты расчеты аммиачного парокомпрессионного теплового насоса (ПКТН) и водоаммиачного абсорбционного теплового насоса (АТН).

Методы исследования. Для разработки методов оценки эффективности трансформаторов теплоты за основу были взяты следующие методики: для парокомпрессионного трансформатора – [1, 2], для абсорбционного – [10, 11]; для уточнений КПД компрессора использовалась методика [3]. Гидравлические сопротивления теплообменников и трубопроводов в контурах трансформаторов теплоты определялись с помощью методик [6–9]. Полученные значения сопротивлений были отображены на P - h -диаграмме цикла, внесены корректировки в баланс трансформатора теплоты.

Результаты исследования. Расчет парокомпрессионного трансформатора теплоты. Термодинамический расчет ПКТН с фреоном R717 производится по общеизвестной методике [1, 2].

Исходные данные для расчета парокомпрессионного теплового насоса с хладагентом R717:

- температура низкопотенциального теплоносителя (рассол, вода) на входе $t_n = 10$ °С;
- температура высокопотенциального теплоносителя (горячей воды) на выходе $t_b = 50$ °С;
- перепад температуры на выходе из теплообменника испарителя $\Delta t_k = 5$ °С;
- перепад температуры на выходе из теплообменника конденсатора $\Delta t_{исп} = 5$ °С.

Температура испарения фреона

$$t_n = t_n - \Delta t_n = 10 - 5 = 5 \text{ °С.}$$

По таблицам термодинамических свойств хладагента R717 в состоянии насыщения и по P - h -диаграмме (рис. 1) при температуре испарения $t_n = 5$ °С определяются параметры в точке 1 – энтальпия на правой пограничной кривой h' и давление p :

$$h_1 = 1465,791 \text{ кДж/кг;}$$

$$p_1 = 0,516 \text{ МПа.}$$

Точка 1 отмечается на P - h -диаграмме.

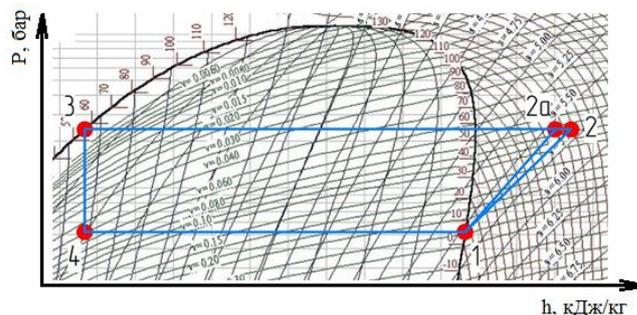


Рис. 1. Цикл парокомпрессионного теплового насоса с фреоном R134a: 1–2а – процесс адиабатного сжатия в компрессоре; 1–2 – процесс реального сжатия в компрессоре; 2–3 – конденсация; 3–4 – дросселирование; 4–1 – испарение

Температура конденсации фреона

$$t_k = t_b + \Delta t_k = 50 + 5 = 55 \text{ °С.}$$

В точке 3 энтальпия h' и давление p определяются по температуре конденсации t_k по таблицам термодинамических свойств или P - h -диаграмме:

$$h_3 = 459,45 \text{ кДж/кг;}$$

$$p_3 = 2,31 \text{ МПа.}$$

Далее на P - h -диаграмме отмечается точка 3.

На P - h -диаграмме на пересечении линии постоянной энтропии S_1 , проходящей через точку 1, и линии изобары p_k , проходящей через точку 3, определяется точка 2а, затем по диаграмме определяется энтальпия в этой точке:

$$h_{2a} = 1720,197 \text{ кДж/кг.}$$

В соответствии с [1, 2], адиабатный КПД компрессора составляет

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_{норм}}{273 + t_k} = 0,98 \frac{273 + 20}{273 + 55} = 0,875.$$

Однако, в соответствии с [3], в данном случае лучше использовать индикаторный КПД, который учитывает технические особенности компрессора. Рассчитаем его.

Индикаторный КПД поршневого компрессора, согласно [3], определяется как

$$\eta_i = v \lambda_c \lambda_{t0} \lambda_{пл},$$

где v – коэффициент полноты индикаторной диаграммы; λ_c – объемный коэффициент, учитывающий влияние вредного пространства; λ_{t0} – коэффициент подогрева, учитывающий снижение объемной производительности компрессора из-за теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра, а также из-за

сопротивления всасывающего клапана; $\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности, учитывающий снижение производительности компрессора из-за перетекания рабочего тела из пространства с более высоким давлением в пространство с меньшим давлением.

В соответствии с [3], значение коэффициента плотности находится в диапазоне 0,95–0,98. Принимаем $\lambda_{пл} = 0,95$.

Объемный коэффициент определится как

$$\lambda_c = 1 - a \left[(p_2 / p_1)^{1/m} - 1 \right] =$$

$$= 1 - 0,025 \left[(2,31 / 0,516)^{1,1} - 1 \right] = 0,89,$$

где $a = V_c / V_h$ – коэффициент вредного пространства; $m = 1,1$ (в соответствии с [3]); $a = 0,025$ (в соответствии с [3], для вертикальных компрессоров средней мощности).

Коэффициент подогрева, согласно [3], определяется как

$$\lambda_{t0} = T_1 / T_{0,c}.$$

Данная формула справедлива при рассмотрении холодильной техники, когда конденсация происходит при температуре окружающей среды. Для трансформаторов теплоты, где температура конденсации выше, следует использовать формулу из [4]:

$$\lambda_{t0} = \frac{T_1}{T_k} = \frac{278}{328} = 0,85,$$

где T_k – температура конденсации.

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы определяется в ходе испытаний конкретного компрессора. Предварительно эту диаграмму можно изобразить, используя данные теплового расчета трансформатора теплоты (давления, удельные объемы), а также данные о наиболее характерных значениях депрессии для рассматриваемого вида компрессора:

$$p_1 = 0,516 \text{ МПа}; \quad v_1 = 0,24 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$p_2 = 2,31 \text{ МПа}; \quad v_2 = 0,074 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Депрессию на всасывании и нагнетании принимаем как 3–5 % от разности давлений p_1 и p_2 . Принимаем среднее значение – 4 % [5].

Величина депрессии на всасывании и нагнетании компрессора рассчитывается как

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = 0,04 \cdot \Delta P = 0,04 \cdot (2,31 - 0,516) =$$

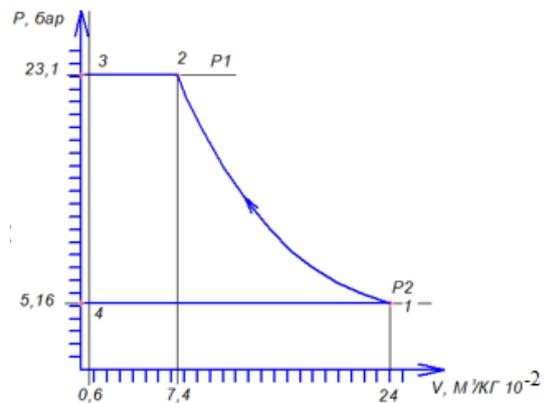
$$= 0,07 \text{ МПа}.$$

Цикл работы одноступенчатого поршневого компрессора показан на рис. 1 (контур 1-2-3-4).

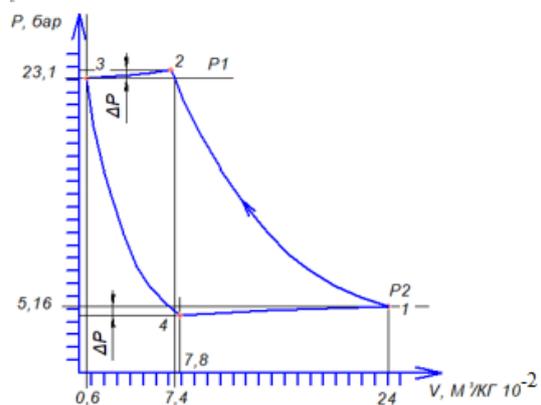
В идеальном цикле процесс сжатия осуществляется адиабатно и вредное пространство V_c отсутствует. В реальном же цикле сжатие будет идти политропно и будет иметь место расширение газа из вредного пространства в процессе 3-4.

В первом приближении при оценке коэффициента индикаторной диаграммы можно оставить процессы сжатия 1-2 и расширения 3-4 адиабатными и в дальнейшем после определения индикаторного КПД компрессора с учетом всех факторов можно индикаторную диаграмму уточнить, проведя необходимое количество итераций.

В первой итерации индикаторная диаграмма компрессора строится с опорой на идеальный процесс сжатия (см. рис. 1, точка 2а). Далее производится расчет (изложенный ниже) и диаграмма уточняется с учетом реального процесса сжатия (рис. 1, точка 2). Ее финальный вид представлен на рис. 2.



а)



б)

Рис. 2. Индикаторный КПД поршневого компрессора

Вредный объем цилиндра компрессора определяется по выражению

$$V_c = V_h \cdot a = 0,24 \cdot 0,025 = 0,006 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Для построения точки 4 необходимо на P - h -диаграмме найти точку с объемом вредного пространства $0,6 \text{ м}^3/\text{кг}$ при давлении $p_2 = 2,31 \text{ МПа}$ и по адиабате спуститься до давления ниже p_1 на величину депрессии $0,516 - 0,07 = 0,446 \text{ МПа}$. Удельный объем составит $v = 0,078 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Используя машинный способ определения площади с помощью программы «Компас», определяем отношение площадей реального и

идеального циклов. Это отношение и есть коэффициент заполнения индикаторной диаграммы:

$$v = \frac{l_i}{l_d} = 1,22.$$

Как описано в [3], данное значение больше 1, поскольку в действительном компрессоре существует возврат работы при расширении сжатого во вредном пространстве рабочего тела с давлением p_2 до давления p_1 .

Индикаторный КПД компрессора в рассматриваемом случае определяется как

$$\eta_i = v \lambda_c \lambda_{t0} \lambda_{\text{пл}} = 1,22 \cdot 0,89 \cdot 0,85 \cdot 0,95 = 0,87.$$

Зная индикаторный КПД компрессора в первом приближении, строим точку 2а на диаграмме ПКТН.

Проверяем утверждения из [3].

В первом приближении $v \lambda_c = 1$, $\eta_i \approx \lambda_{t0}$, $\eta_i = 0,8 - 0,95$ для одноступенчатых компрессоров:

$$v \lambda_c = 1,22 \cdot 0,89 = 1,08;$$

$$\eta_i \approx \lambda_{t0} = 0,85.$$

Полученные результаты расчета индикаторного КПД и его компонентов полностью соответствуют информации, представленной в [3].

Энтальпия фреона после сжатия с учетом потерь составляет

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_i} = 1465,791 + \frac{1720,197 - 1465,791}{0,87} = 1758,211 \text{ кДж/кг.}$$

По значению энтальпии $h_2 = 1758,211$ кДж/кг и давлению $p_k = 2,31$ МПа на диаграмме отмечается точка 2. Температура в этой точке составляет $t_2 = 135$ °С.

По значению энтальпии $h_3 = h_4 = 459,45$ кДж/кг и давлению $p_{и} = 0,516$ МПа на диаграмме отмечается точка 4.

Удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса определяются как разность энтальпий в критических точках:

$$q_{и} = h_1 - h_4 = 1465,791 - 459,45 = 1006,341 \text{ кДж/кг;}$$

$$q_k = h_2 - h_3 = 1758,211 - 459,45 = 1298,761 \text{ кДж/кг;}$$

$$l_{\text{сж}} = h_2 - h_1 = 1758,211 - 1465,791 = 292,42 \text{ кДж/кг.}$$

Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса:

$$q_k = q_{и} + l_{\text{сж}};$$

$$q_k = 1006,341 + 292,42 = 1298,761 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловая нагрузка теплового насоса равна тепловой нагрузке конденсатора:

$$q_{\text{тн}} = q_k = 1298,761 \text{ кДж/кг.}$$

Коэффициент преобразования теплоты составляет

$$\text{COP} = \frac{q_k}{l_{\text{сж}}} = \frac{1298,761}{292,42} = 4,441.$$

При расчете по методике [1, 2] $\text{COP} = 4,461$.

Учет гидравлических потерь давления в контуре. В существующих методиках определения коэффициента трансформации трансформатора теплоты не ведется учет гидравлических потерь давления в контуре трансформатора теплоты. При этом очевидно, что они будут влиять на мощность компрессора и коэффициент трансформации теплоты.

Для упрощения логики расчета необходимо разделить фреоновый контур на участки, где будет жидкий, газообразный фреон и двухфазные среды в испарителе и конденсаторе, как показано на рис. 3.

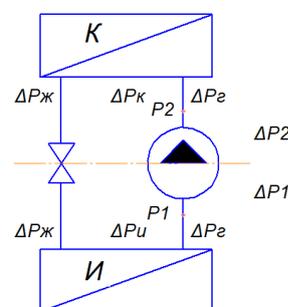


Рис. 3. Схема распределения потерь давления по контуру ПКТН

Первый участок ΔP_1 содержит следующие элементы: трубопровод из терморегулирующего вентиля (ТРВ) (в трубопроводе преимущественно жидкий хладагент) с двумя поворотами на 90°; испаритель; трубопровод от испарителя до компрессора с газообразным хладагентом (включает два поворота).

Второй участок ΔP_2 содержит следующие элементы: трубопровод от компрессора до конденсатора (газообразный хладагент) с двумя поворотами; конденсатор; трубопровод от конденсатора до ТРВ с жидким хладагентом (включает два поворота).

Соответственно, потеря давления перед компрессором определяется как

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{ж}} + \Delta P_{\text{и}} + \Delta P_{\text{г}}.$$

Потеря давления после компрессора составляет

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{ж}} + \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{г}},$$

где $\Delta P_{\text{ж}}$ – потери давления на участке с жидким хладагентом; $\Delta P_{\text{г}}$ – потери давления на участке с газообразным хладагентом; $\Delta P_{\text{и}}$ – потери давления в испарителе; $\Delta P_{\text{к}}$ – потери давления в конденсаторе.

Эти потери будут влиять на цикл ПКТН, увеличивая работу компрессора и изменяя значения q_i и q_k (рис. 4).

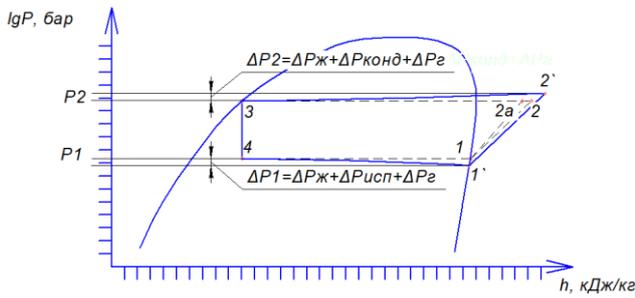


Рис. 4. Графическое отображение влияния потерь давления хладагента на цикл ПКТН

Расчет потерь давления в трубопроводах контура ПКТН. Для определения относительных длин трубопроводов возьмем ПКТН 10 кВт. При диаметре трубки 0,01 м ее длина от ТРВ до испарителя и от испарителя до компрессора составит примерно 0,5 м, т. е. $\frac{L_1}{d_{1ВН}} = 50$. Для

второго участка длина не меняется, но толщина трубки увеличивается вдвое для трубки от компрессора до конденсатора, от конденсатора до ТРВ $\frac{L_2}{d_{2ВН}} = 25$.

Произведем расчет потерь давления на первом участке. Сначала определяем параметры потока хладагента:

– скорость потока жидкого хладагента

$$\omega' = 0,5 \text{ м/с};$$

– скорость потока газообразного хладагента

$$\omega'' = 5 \text{ м/с};$$

– плотность хладагента в жидком состоянии

$$\rho' = 554,2 \text{ кг/м}^3;$$

– плотность хладагента в газообразном состоянии

$$\rho'' = 18 \text{ кг/м}^3;$$

– кинематическая вязкость жидкого хладагента

$$\nu' = 1,79 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с};$$

– кинематическая вязкость газообразного хладагента

$$\nu'' = 6,03 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с};$$

– число Рейнольдса для жидкого хладагента

$$Re' = \frac{\omega' d_a}{\nu'} = \frac{0,5 \cdot 0,01}{1,79 \cdot 10^{-7}} = 27933;$$

– число Рейнольдса для газообразного хладагента

$$Re'' = \frac{\omega'' d_a}{\nu''} = \frac{5 \cdot 0,02}{6,03 \cdot 10^{-7}} = 165837;$$

– коэффициент сопротивления трения для жидкого хладагента

$$\lambda' = \frac{0,3164}{Re'^{0,25}} = \frac{0,3164}{27933^{0,25}} = 0,024;$$

– коэффициент сопротивления трения для газообразного хладагента

$$\lambda'' = \frac{0,3164}{Re''^{0,25}} = \frac{0,3164}{165837^{0,25}} = 0,0156.$$

Используем уравнение Дариси-Вейсбаха для определения потерь давления. В данном расчете принимаем допущение, что поток однородный. Хотя стоит понимать, что в жидкой фазе будет присутствовать пар, который будет влиять на расчет. Его влияние выражаем через коэффициент Ψ :

$$\begin{aligned} \Delta P_{ж} + \Delta P_{г} &= \lambda' \frac{L_1}{d_1} \frac{\omega'^2 \rho}{2} \Psi + \sum \xi \frac{\omega'^2 \rho'}{2} + \\ &+ \lambda'' \frac{L_1}{d_{1ВН}} \frac{\omega''^2 \rho}{2} \Psi + \sum \xi \frac{\omega''^2 \rho'}{2} = \\ &= (0,024 \cdot 50 + 2) \frac{0,5^2 \cdot 554,2}{2} + \\ &+ (0,0156 \cdot 25 + 2) \frac{5^2 \cdot 18}{2} = 759 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Расчет для второго участка аналогичен расчету для первого участка, так как там так же присутствует трубка $\frac{L_1}{d_{1ВН}} = 50$ с жидкостью и

трубка $\frac{L_2}{d_{2ВН}} = 25$ с газом:

$$\Delta P_{ж2} + \Delta P_{г2} = 759 \text{ Па}.$$

Расчет потерь давления в теплообменниках контура ПКТН. Расчет потерь давления в контуре ПКТН осложняется тем, что в контуре циркулирует двухфазная среда. В конденсаторе газ превращается в жидкость с резким уменьшением объема, что создает снижение давления. В испарителе же, наоборот, жидкость превращается в газ и давление увеличивается. Оценка гидравлического сопротивления контура трансформатора теплоты приведена в [6]. В соответствии с [6], сопротивление контура определяется как

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{г} \pm \Delta p_{ст}.$$

Для горизонтальных теплообменных аппаратов, в соответствии с [6], можно использовать формулу Бо-Пиерри, она, правда, не учитывает влияния статического уровня, который в горизонтальных аппаратах пренебрежимо мал, что

подтверждает [7], и к тому же статический уровень испарителя будет компенсироваться примерно таким же уровнем конденсатора в закрытом контуре, что еще более снизит его влияние на гидравлическое сопротивление.

Существующую формулу Бо-Пиерри для определения гидравлического сопротивления теплообменника с двухфазной средой применяем для расчета полного гидравлического сопротивления испарителя:

$$\Delta P_{и} = \psi \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho''} x_{ср} \left(\frac{L}{d_{вн}} \right).$$

Среднее расходное содержание хладагента составляет

$$x_{ср} = 0,5(x_1 + x_2) = 0,5(0,34 + 1) = 0,67.$$

В соответствии с диаграммой на рис. 1, $x_1 = 0,34$, на выходе же из испарителя пар имеет степень сухости $x_2 = 1$.

Коэффициент полного сопротивления двухфазного потока для хладагента, загрязненного дополнительными примесями, в соответствии с [6] равен

$$\psi = 0,07.$$

Характерные значения относительной длины канала, в соответствии с [6, 9], могут находиться в диапазоне 170–1500.

Предварительный расчет поверхности теплообмена показывает, что для обеспечения работы испарителя мощностью 10 кВт относительная длина трубки должна составлять

$$L = \frac{2}{0,01} = 200 \text{ м.}$$

Полное сопротивление испарителя составляет

$$\begin{aligned} \Delta P_{и} &= \psi \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho''} x_{ср} \left(\frac{L}{d_{вн}} \right) = \\ &= 0,07 \frac{(30,45)^2}{2 \cdot 4,16} \cdot 0,575 \cdot 200 = 897 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Данный результат очень близок к результату, полученному в [7] по другой методике для аналогичного горизонтального испарителя длиной 2 м.

Для других конструкций двухфазных теплообменников значения могут быть выше [8]. В [8] указано, что величина потерь давления в режимах работы испарителей холодильных машин не превышает 6–10 кПа.

В соответствии с [8], для конденсатора давление по ходу движения смеси может восстанавливаться за счет обратного влияния составляющей ускорения. Используя формулу Бо-Пиерри для нашего случая конденсатора, получаем подтверждение:

$$\begin{aligned} \Delta P_{к} &= \psi \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho''} x_{ср} \left(\frac{L}{d_{вн}} \right) = \\ &= 0,07 \frac{(41,6)^2}{2 \cdot 13,51} \cdot 0,5 \cdot 200 = 448 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Данная формула приводится в [6] для расчета испарителя, но входящие в нее значения позволяют правильно учитывать влияние составляющей ускорения.

Для оценки эффективности трансформатора теплоты необходимо учитывать, что конструкции теплообменников в процессе конструирования могут усложняться и иметь вертикальную компоновку. Согласно [7], потери напора при вертикальной компоновке теплообменника больше в 9 раз. В этой связи для дальнейших расчетов, в соответствии с [8], принимаем величину потерь давления в обоих теплообменниках 6 кПа.

Пересчет коэффициента трансформации теплоты ПКТН. С учетом гидравлического сопротивления контура трансформатора теплоты (см. рис. 4) преобразуем диаграмму, представленную на рис. 1. За счет потерь давления в испарителе и трубопроводах давление перед компрессором будет ниже расчетного на величину ΔP_1 . Точку 1 смещаем вниз, оставляя на кривой насыщения (рис. 5). За счет потерь давления в конденсаторе и трубопроводах точка 2 поднимется выше на величину ΔP_2 . При этом необходимо учесть характер работы компрессора и его потерь: сохраняя угол наклона процесса 1-2, проводим 1'-2' параллельно 1-2 (рис. 5).

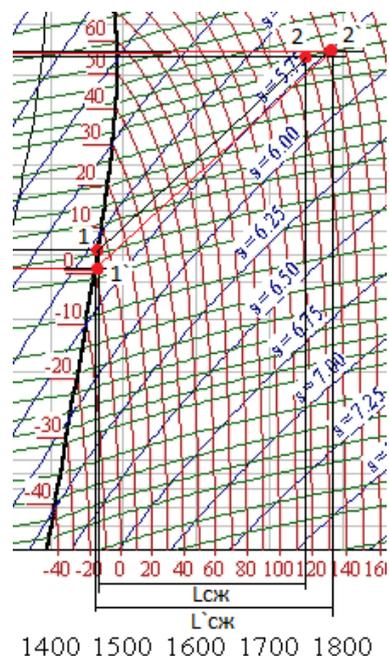


Рис. 5. Построение цикла ПКТН с учетом потерь давления во фреоновом контуре

В соответствии с изложенным выше,

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_{ж} + \Delta P_{г} + \Delta P_{к} = 6759 \text{ Па.}$$

Выше в расчете учитывалась величина депрессии на открытие клапанов компрессора и, соответственно, использовались уточненные значения для p_1 и p_2 .

Реальное давление перед компрессором составляет

$$P_1' = P_1 - (\Delta P_1 + \Delta P_{\text{и}}) = 0,446 - 0,007 = 0,439 \text{ МПа.}$$

Реальное давление после компрессора составляет

$$P_2' = P_2 + (\Delta P_2 + \Delta P_{\text{к}}) = 2,38 + 0,007 = 2,387 \text{ МПа.}$$

Работа сжатия компрессора без учета сопротивления контура равна

$$I_{\text{сж}} = h_2 - h_1 = 1758,211 - 1465,791 = 292,42 \text{ кДж/кг.}$$

Работа сжатия компрессора с учетом сопротивления контура равна

$$I'_{\text{сж}} = h_2 - h_1 = 1779,97 - 1462,55 = 317,42 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловая нагрузка теплового насоса равна тепловой нагрузке конденсатора:

$$q_{\text{тн}} = q_{\text{к}} = q_{\text{и}} + I_{\text{сж}} = h_2 - h_4 = 1298,761 \text{ кДж/кг.}$$

$$q'_{\text{тн}} = q'_{\text{к}} = q_{\text{и}} + I'_{\text{сж}} = h'_2 - h_4 = 1779,97 - 459,45 = 1320,52 \text{ кДж/кг.}$$

Коэффициент преобразования теплоты без учета сопротивления контура равен

$$\text{COP} = \frac{q_{\text{к}}}{I_{\text{сж}}} = \frac{1298,761}{292,42} = 4,441.$$

Коэффициент преобразования теплоты с учетом сопротивления контура равен

$$\text{COP}' = \frac{q'_{\text{к}}}{I'_{\text{сж}}} = \frac{1320,52}{317,42} = 4,2.$$

При этом при расчете по методике [1, 2] $\text{COP} = 4,461$.

При сжатии компрессором хладагента на 18 бар (с 5 до 23 бар) сопротивление тракта составило всего 0,7 % (0,13 бар). Однако при этом коэффициент трансформации с учетом сопротивления контура ПКТН уменьшился на 5,4 %, что вполне соотносится с результатами исследований [9], где снижение COP составило 9 % с учетом потерь напора.

Расчет абсорбционного трансформатора теплоты. Общепринято, что расчет производится по методике [10, 11]. Однако на примере с ПКТН видно влияние потерь давления в контуре хладагента, которое несколько снижает коэффициент трансформации.

Исходные данные для расчета абсорбционного трансформатора теплоты:

1. Температура испарения $t_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.
2. Температура конденсации $t_к = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.
3. Температура высокопотенциального (греющего) источника выбрана исходя из пределов

работы одноступенчатой абсорбционной установки [10, 11]. В данном расчете температура высокопотенциального источника принимается $t_в = 190 \text{ }^\circ\text{C}$.

4. Рабочие вещества – водоаммиачная смесь ($\text{H}_2\text{O} + \text{NH}_3$).

5. Холодопроизводительность $Q_0 = 10 \text{ кВт}$.

На рис. 6 представлена принципиальная схема АТН с дефлегматором и двумя регенеративными теплообменниками (РТО).

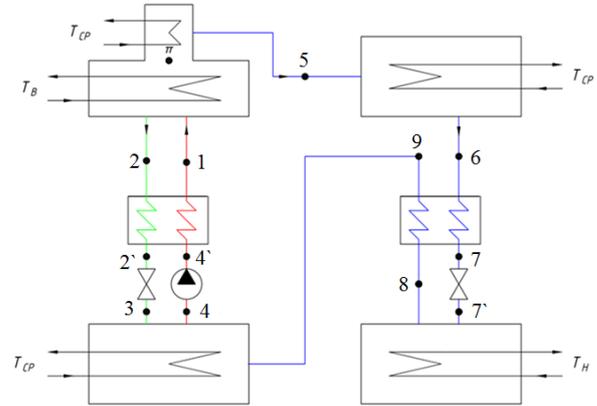


Рис. 6. Принципиальная схема АТН с дефлегматором и двумя РТО

Испаритель и конденсатор в данном случае будут аналогичными представленным в предыдущем примере. Трубопроводная система контура несколько сложнее, однако принципиальных различий нет. Дополнительно появляются два двухфазных теплообменника – абсорбер и генератор пара.

Для проведения аналогии с расчетами ПКТН (см. рис. 5) можно представить АТН в виде, показанном на рис. 7.

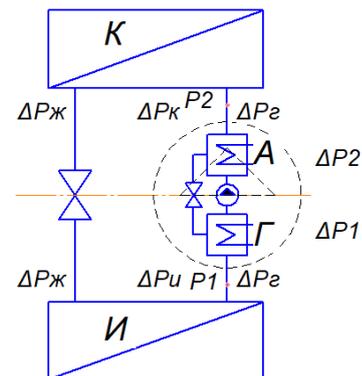


Рис. 7. Принципиальная схема распределения потерь давления по контуру АТН

При таком рассмотрении расположение испарителя и конденсатора, а также трубок, входящих в состав контура, аналогично. Отличие имеется в компрессоре. В данном случае компрессор тепловой и представлен в виде системы абсорбера (А) и генератора пара (Г) и вспомогательного оборудования (насос, теплообменник,

дроссель). Процессы, происходящие внутри теплового компрессора, неидеальны и могут быть отражены через внутренний КПД теплового компрессора, по аналогии с индикаторным КПД механического компрессора η_i . Основные потери при этом будут сосредоточены именно в потерях давления в циркуляционном контуре, которые, в свою очередь, повлияют на мощность насоса, которая обычно в балансе не учитывается ввиду незначительности. Часто используются схемы АТН без насоса в тепловом компрессоре, обеспечивая циркуляцию за счет разности плотностей раствора (естественная циркуляция), при этом потери будут сказываться на увеличении подвода теплоты к генератору пара, но эти значения опять-таки незначительны. Таким образом, в качестве допущения в данном расчете гидравлические потери в тепловом компрессоре принимаются равными нулю.

Давления чистого аммиака при соответствующих параметрах в цикле составляют:

- $p_k = 26,15$ бар при температуре $t_k = 60^\circ\text{C}$;
- $p_n = 13,61$ бар при температуре $t_n = 35^\circ\text{C}$.

Для учета потерь давления в цикле используем полученные в предыдущем расчете значения потерь давления для аммиачного контура трансформатора теплоты.

Реальное давление перед компрессором составляет

$$p'_n = p_n - (\Delta p_1 + \Delta p_n) = 13,61 - 0,07 = 13,54 \text{ бар.}$$

Реальное давление после компрессора составляет

$$p'_k = p_k + (\Delta p_2 + \Delta p_k) = 26,15 + 0,07 = 26,22 \text{ бар.}$$

В абсорбер поступает слабый раствор с температурой горячего источника и рабочее тело с температурой низкопотенциального источника, в результате смешения выделяется теплота абсорбции, которую необходимо отводить за счет внешнего источника. Температура абсорбции обеспечивается подачей воды с температурой и расходом, необходимыми для достижения требуемой температуры. Принимаем $\Delta t_A = 5^\circ\text{C}$ и считаем, что из абсорбера отводится теплоноситель с температурой $t_A = t_k = 60^\circ\text{C}$, т. е. $t_4 = t_k = 60^\circ\text{C}$.

Определяем концентрацию крепкого раствора (из точки 4 (рис. 8) опускаем вертикальную линию до шкалы концентраций):

$$X_R = 0,583 \text{ кг/кг.}$$

На пересечении концентрации X_R и давления в генераторе $p_r = p_k$ определяем точку 1' (параметры крепкого раствора в состоянии насыщения на входе в генератор пара) и температуру в ней:

$$t_1 = 92^\circ\text{C.}$$

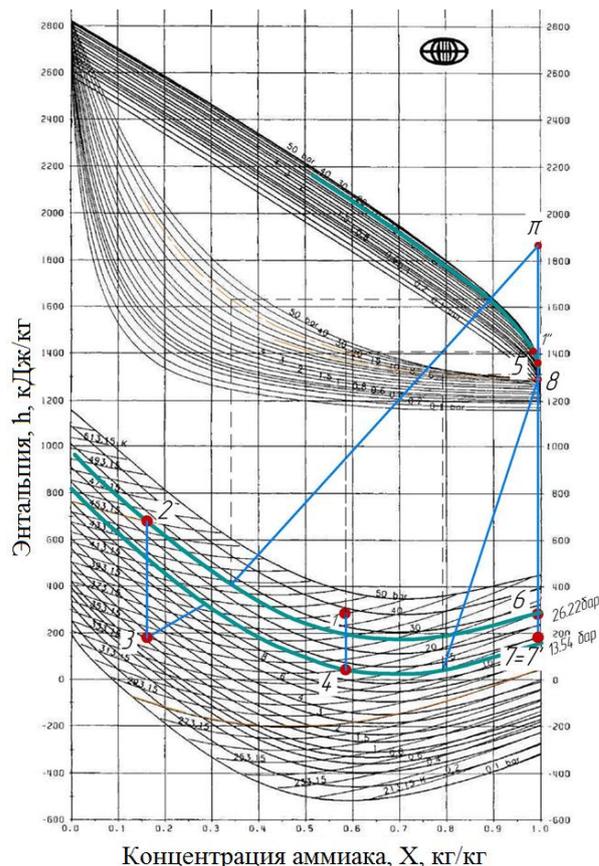


Рис. 8. Зависимость энтальпии от концентрации аммиака

Определяем параметры слабого раствора после генератора в точке 2. Принимаем температуру недогрева в теплообменнике генератора пара $\Delta t_r = 10^\circ\text{C}$, определяем температуру слабого раствора после генератора и отмечаем ее на диаграмме по t_2 и $p_r = p_k$:

$$t_2 = t_B - \Delta t_r = 190 - 10 = 180^\circ\text{C.}$$

Затем определяем и концентрацию раствора. Концентрация слабого раствора (из точки 2 (рис. 8) опускаем вертикальную линию до шкалы концентраций) составляет

$$X_A = 0,165 \text{ кг/кг.}$$

Рассчитываем регенеративный теплообменник растворов и определяем точку 3 (насыщенный раствор после дроссельного вентилля). Принимаем $\Delta T_{\text{РТО,Р}} = 10^\circ\text{C}$ и определяем температуру слабого раствора после теплообменника, наносим точку 3 на диаграмму по t_3 и X_A :

$$t_3 = t_4 + \Delta T_{\text{РТО,Р}} = 60 + 10 = 70^\circ\text{C.}$$

Температура пара после генератора рассчитывается как

$$t_{5^*} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{92 + 180}{2} = 136^\circ\text{C.}$$

Расположение точки 5 определяется с помощью вспомогательных кривых (предварительно определив пересечение изобары давления

генератора и данной изотермы). При этом давление генерации принимается равным давлению конденсации.

При наличии дефлегматора в определении точки 5 появляются некоторые изменения. За счет наличия дополнительного теплообменника, охлаждающего идущий после генератора пар, необходимо учитывать дополнительное повышение концентрации пара с учетом потерь давления $\Delta p_2 + \Delta p_k$.

При наличии дефлегматора необходимо при определении точки 5 продолжить изотерму до пересечения с линией концентрации, равной $X = 0,95-0,99$. Это значит, что пар после достижения состояния насыщения (как в обычной схеме АТН) при наличии дефлегматора будет и дальше повышать свою концентрацию, при этом перегреваясь. Пересечение изотермы точки 5 и концентрации X обозначается точкой, называемой полюсом очистки (π).

Из точки, обозначающей полюс очистки, по выбранной концентрации опускается перпендикуляр к пересечению с изобарой высокого давления в цикле в области насыщенного пара. Это пересечение и будет точкой 5 [10, 11].

Концентрация пара после дефлегматора принимается равной

$$X_D = 0,995 \text{ кг/кг.}$$

Из этого следует, что количество флегмы составляет

$$R = \frac{X_D - X_{r'}}{X_{r'} - X_R} = \frac{0,995 - 0,985}{0,985 - 0,585} = 0,025,$$

где $X_{r'}$ – концентрация пара, равновесная крепкому раствору ($X_{r'} = 0,985$ кг/кг); R – количество флегмы, кг/кг.

Определяем параметры пара на выходе из испарителя. Используем изотерму низкотемпературного источника.

Высшая температура кипения равна

$$t_8 = t_i = 35 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Рассчитываем регенеративный теплообменник агента. Принимаем разность температур в теплообменнике $\Delta T_{\text{РТО-А}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ и определяем температуру переохлажденной жидкости после РТО-А:

$$t_7 = t_8 + \Delta T_{\text{РТО-А}} = 35 + 5 = 40 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Уравнение баланса теплообменника имеет вид

$$h_6 - h_7 = h_9 - h_8.$$

Из этого уравнения можно получить значение пара рабочего агента в точке 9 – после РТО-А:

$$h_9 = h_6 - h_7 + h_8 = 284 - 181,7 + 1296 = 1398,3 \text{ кДж / кг.}$$

Определяем энтальпию и затем температуру в точке 1. Для вычисления энтальпии

предварительно вычислим кратность циркуляции раствора:

$$f = \frac{X_D - X_A}{X_R - X_A} = \frac{0,995 - 0,16}{0,585 - 0,16} = 1,986.$$

Кратность циркуляции слабого раствора составляет

$$f - 1 = 0,986.$$

Энтальпия крепкого раствора, поступающего в генератор пара, определяется по формуле

$$h_1 = h_4 + \frac{f-1}{f} (h_2 - h_3) = 40 + \frac{1,986-1}{1,986} (680 - 182) = 287,2 \text{ кДж/кг.}$$

По h - X -диаграмме (рис. 8) определяем температуру в точке 1 (насыщенная жидкость после насоса):

$$t_1 = 110 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Определяем изменение температур сред в регенеративном теплообменнике:

– охлаждение слабого раствора

$$\Delta T_{\text{Т.Сл}} = t_2 - t_3 = 180 - 70 = 110 \text{ }^\circ\text{C};$$

– нагрев крепкого раствора

$$\Delta T_{\text{Т.Сл}} = t_1 - t_4 = 110 - 60 = 50 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Количество теплоты, отводимое охлаждающей водой, составляет

$$q_d = (1 + R) h_r - h_5 - R h_1 = (1 + 0,025) \cdot 1415 - 1364 - 0,025 \cdot 287,2 = 79 \text{ кДж / кг.}$$

Энтальпии в узловых точках цикла составляют:

– в точке 1 (насыщенная жидкость после насоса)

$$h_1 = 287,2 \text{ кДж/кг;}$$

– в точке 2 (насыщенная жидкость на выходе из генератора пара)

$$h_2 = 680 \text{ кДж/кг;}$$

– в точке 3 (насыщенная жидкость после дроссельного вентиля)

$$h_3 = 182 \text{ кДж/кг;}$$

– в точке 4 (насыщенная жидкость на выходе из абсорбера)

$$h_4 = 40 \text{ кДж/кг;}$$

– в точке 5 (пар рабочего тела на выходе из генератора пара)

$$h_5 = 1364 \text{ кДж/кг;}$$

– в точке 6 (переохлажденная жидкость на выходе из конденсатора)

$$h_6 = 284 \text{ кДж/кг;}$$

– в точке 7 (влажный пар после дроссельного вентиля)

$$h_7 = 181,7 \text{ кДж/кг;}$$

– в точке 8 (насыщенный пар на выходе из испарителя)

$$h_8 = 1296 \text{ кДж/кг};$$

– в точке 9 (перегретый пар после парового переохлаждителя)

$$h_9 = 1398,3 \text{ кДж/кг}.$$

Расчет характеристик цикла. Произведем расчет следующих показателей энергетической эффективности цикла:

– удельная холодопроизводительность

$$q_0 = h_9 - h_7 = 1398,3 - 181,7 = 1216,6 \text{ кДж/кг};$$

– удельное тепло конденсации

$$q_k = h_5 - h_7 = 1364 - 181,7 = 1182,3 \text{ кДж/кг};$$

– удельное тепло абсорбции

$$q_A = (h_9 - h_3) + f(h_3 - h_4) = (1398,3 - 182) + 1,986(182 - 40) = 1498,3 \text{ кДж/кг};$$

– удельное тепло генерации

$$q_T = (h_5 - h_2) + f(h_2 - h_1) + q_d = (1364 - 680) + 1,986(680 - 287,2) + 79 = 1543 \text{ кДж/кг};$$

– подведенная теплота

$$q_{\text{подв}} = q_T + q_0 = 1543 + 1216,6 = 2759,6 \text{ кДж/кг};$$

– отведенная теплота

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_A + q_d = 1182,3 + 1498,3 + 79 = 2759,6 \text{ кДж/кг};$$

– тепловой баланс

$$\Delta = q_{\text{подв}} - q_{\text{отв}} = 0;$$

– удельный объем крепкого раствора

$$v = \frac{0,001}{1 - 0,35 \cdot X_R} = \frac{0,001}{1 - 0,35 \cdot 0,583} = 0,00126;$$

– массовый расход хладагента

$$M = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{10}{1216,6} = 0,008 \text{ кг/с};$$

– тепло генерации

$$Q_T = M q_T = 0,008 \cdot 1543 = 12,683 \text{ кВт};$$

– тепло абсорбции

$$Q_A = M q_A = 0,008 \cdot 1498,3 = 12,315 \text{ кВт};$$

– тепло конденсации

$$Q_k = M q_k = 0,008 \cdot 1182,3 = 9,718 \text{ кВт};$$

– тепло испарения

$$Q_{\text{и}} = M q_{\text{и}} = 0,008 \cdot 1216,6 = 10 \text{ кВт};$$

– тепло дефлегмации

$$Q_d = M q_d = 0,008 \cdot 79 = 0,65 \text{ кВт};$$

– холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{Q_T} = \frac{10}{12,683} = 0,788;$$

– коэффициент трансформации теплоты

$$\mu = \frac{Q_k + Q_A + Q_d}{Q_T} = \frac{1182,3 + 1498,3 + 79}{1543} = 1,788,$$

(до учета потерь давления в контуре $\mu = 1,795$).

Коэффициент трансформации АТН с учетом потерь давления контура хладагента изменился на 0,4 %, что существенно меньше, чем у ПКТН (5,4 %), и объясняется особенностями цикла АТН, построение которого представлено на рис. 8.

Выводы. Модернизированная методика расчета трансформаторов теплоты, учитывающая влияние потерь давления хладагента в контуре, позволяет более точно рассчитывать показатели энергетической эффективности, в частности коэффициент трансформации. Полученные результаты показывают, что при расчете по предложенной методике коэффициент трансформации для АТН отличается не существенно – на 0,4 %, по сравнению с расчетом по стандартным методикам. А для ПКТН отличие составляет уже 5,4 %, что ощутимо влияет на дальнейшие расчеты схем с трансформаторами теплоты. В связи с этим на практике для расчета АТН можно потерями давления контура пренебрегать, а для ПКТН их необходимо учитывать.

Данное исследование проводится в рамках разработки комбинированных трансформаторов теплоты и оценки их энергетической эффективности и встраивается в расчеты сложных комбинаций АТН и ПКТН.

Список литературы

1. Мааке В., Эккерт Г.Ю., Кошпен Ж.Л. Польманн: учебник по холодильной технике: пер. с фр. – М., 1998. – 1160 с.
2. Трубаев П.А., Гришко Б.М. Тепловые насосы: учеб. пособие. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2010. – 143 с.
3. Бродянский В.М., Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
4. Носков А.Н. Объемные компрессоры холодильных машин: учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 33 с.
5. Сязин И.Е., Касьянов Г.И., Гукасян А.В. Особенности динамического анализа холодильного поршневого компрессора [Электронный ресурс] // Современные научные исследования и инновации. – 2021. – № 4. – URL: <https://web.snauka.ru/issues/2021/04/95270> (дата обращения: 29.07.2024).
6. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов, Н.М. Медникова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
7. Букин В.Г., Андреев А.И., Букин А.В. Гидравлическое сопротивление при кипении хладагентов

в трубах горизонтальных и вертикальных испарителей судовых холодильных машин // Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология. – 2020. – № 2. – С. 92–99.

8. **Мамченко В.О., Малышев А.А.** Пластинчатые теплообменники в низкотемпературной технике и биотехнологических процессах: учеб. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. – 116 с.

9. **Володин В.И., Здитовецкая С.В.** Метод расчета пароконденсационных трансформаторов теплоты // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2021. – С. 76–82.

10. **Морозык Т.В.** Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

11. **Тепловые** и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: учеб. пособие / Л.С. Тимофеевский, В.И. Пекарев, Н.Н. Бухарин и др.; под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: СПбГУНИПТ, 2006. – 260 с.

References

1. Maake, V., Ekkert, G.Yu., Koshpen, Zh.L. *Pol'mann: uchebnyk po kholodil'noy tekhnike* [Pohlmann: Textbook on refrigeration engineering]. Moscow, 1998. 1160 p.

2. Trubaev, P.A., Grishko, B.M. *Teplovye nasosy* [Heat pumps]. Belgorod: Izdatel'stvo BGTU, 2010. 143 p.

3. Brodyanskiy, V.M., Sokolov, E.Ya. *Energeticheskie osnovy transformatsii tepla i protsessov okhlazhdeniya* [Energy principles of heat transformation and cooling processes]. Moscow: Energoizdat, 1981. 320 p.

4. Noskov, A.N. *Ob'emnye kompressory kholodil'nykh mashin* [Positive displacement compressors of refrigeration machines]. Saint-Petersburg: Universitet ITMO, 2016. 33 p.

5. Syazin, I.E., Kas'yanov, G.I., Gukasyan, A.V. *Osobennosti dinamicheskogo analiza kholodil'nogo porshneвого kompressora* [Features of dynamic analysis of

refrigeration piston compressor]. *Sovremennye nauchnye issledovaniya i innovatsii*, 2021, no. 4. Available at: <https://web.snauka.ru/issues/2021/04/95270> (date of access: 07/29/2024).

6. Danilova, G.N., Bogdanov, S.N., Ivanov, O.P., Mednikova, N.M. *Teploobmennye apparaty kholodil'nykh ustanovok* [Heat exchangers of refrigeration units]. Leningrad: Mashinostroenie, 1986. 303 p.

7. Bukin, V.G., Andreev, A.I., Bukin, A.V. *Gidravlichesкое soprotivlenie pri kipenii khladagentov v trubakh gorizonta'nykh i vertika'nykh ispariteley sudovykh kholodil'nykh mashin* [Hydraulic resistance during boiling of refrigerants in pipes of horizontal and vertical evaporators of marine refrigeration machines]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2020, no. 2, pp. 92–99.

8. Mamchenko, V.O., Malyshev, A.A. *Plastinchatye teploobmenniki v nizkotemperaturnoy tekhnike i biotekhnologicheskikh protsessakh* [Plate heat exchangers in low-temperature engineering and biotechnological processes]. Saint-Petersburg: NIU ITMO; ИХиБТ, 2014. 116 p.

9. Volodin, V.I., Zditovetskaya, S.V. *Metod rascheta parokompressionnykh transformatorov teploty* [Method for calculating steam compression heat transformers]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob"edineniy SNG*, 2021, pp. 76–82.

10. Morozyuk, T.V. *Teoriya kholodil'nykh mashin i teplovykh nasosov* [Theory of refrigeration machines and heat pumps]. Odessa: Studiya «Negotsiant», 2006. 712 p.

11. Timofeevskiy, L.S., Pekarev, V.I., Bukharin, N.N., Danilov, M.M., Dzino, A.A. *Teplovye i konstruktivnye raschety kholodil'nykh mashin, teplovykh nasosov i termotransformatorov. Ch.1. Raschet tsiklov, termodinamicheskikh i teplofizicheskikh svoystv rabochikh veshchestv* [Thermal and design calculations of refrigeration machines, heat pumps and thermal transformers. Part 1. Calculation of cycles, thermodynamic and thermophysical properties of working substances]. Saint-Petersburg: SPbGUNiPT, 2006. 260 p.