

УДК 621.577

*Е.А. Кондратьева, А.А. Кондратьев,
В.В. Сергеев, А.М. Симонов*

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

*E.A. Kondratyeva, A.A. Kondratyev,
V.V. Sergeev, A.M. Simonov*

SELECTION OF PARAMETERS OF HEAT PUMPS WITH CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Рассмотрена методика анализа эффективности и выбора показателей тепловых насосов при различных заданных условиях, приведен ряд количественных показателей их работы в рассматриваемых областях среднего и высокого температурных уровней при работе на хладагенте R134a. Методика позволяет выбрать оптимальное рабочее вещество.

ТЕПЛОВОЙ НАСОС. ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР. КОМБИНИРОВАННЫЙ ЦИКЛ. ТУРБИНА. ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ. КПД.

This paper includes overview of effectiveness analysis method and the method of heat pump parameters selection under different conditions. An example of several numerical indexes of heat pump's operation at middle and high temperature levels utilizing refrigerant R134a. This method allows to choose optimal working refrigerant based on given temperature range.

HEAT PUMP. CENTRIFUGAL COMPRESSOR. COMBINED CYCLE. TURBINE. HEAT PERFORMANCE. HEAT EFFICIENCY RATINGS. EFFICIENCY.

Тепловые насосы находят все более широкое применение в теплоэнергетике, и потому их развитие и совершенствование весьма актуально для отрасли. Основное их использование — в системах отопления и теплоснабжения индивидуальных и общественных помещений, а также в промышленных технологических процессах. Во всех этих случаях применения тепловых насосов решается задача сбережения энергоресурсов.

В соответствии с назначением тепловых насосов определяются параметры их теплопроизводительности Q_h . Величины Q_h находятся в пределах от 5–10 кВт и ниже для установок индивидуального теплоснабжения, но достигают 1–2 МВт в установках промышленного применения [1].

Тепловые насосы, как и холодильные машины, работают по обратному термодинамическому циклу, где один из главных процессов — это сжатие в компрессоре. Весьма значительное чис-

ло потребителей тепловых насосов, как индивидуальных, так и промышленных, обеспечивается установками с компрессорами объемного сжатия, в основном поршневыми. Крупные установки с тепловой мощностью Q_h примерно более 500 кВт работают с центробежными компрессорами. Одно из важных направлений совершенствования энергетических машин связано с расширением применения центробежных компрессоров с производительностью, которая обеспечивается компрессорами объемного сжатия. При этом реализуются такие преимущества центробежных компрессоров по сравнению с поршневыми, как улучшение массо-габаритных показателей установок, повышение их надежности, ресурса, снижение затрат на обслуживание при эксплуатации. Замена поршневых компрессоров центробежными при обеспечении определенных значений теплопроизводительности Q_h и температурных режимов работы актуальна также и для тепловых насосов. Задачей

при этом является установление нижних границ значений теплопроизводительности $Q_{h \min}$, при которых эта замена оказывается оправданной, не приведет к снижению эффективности работы компрессора. Границы связаны с допустимыми диаметральными размерами рабочего колеса компрессора, ниже которых невозможно обеспечить оптимальные соотношения формы проточной части. Важно также установить, при каких параметрах теплового насоса возможно применение центробежного компрессора в одноступенчатом исполнении. Применение в тепловых насосах одноступенчатых центробежных компрессоров делает их более конкурентными; реализуются их большие преимущества перед установками с поршневыми компрессорами благодаря компактности, надежности, простоте в эксплуатации и обслуживании.

В число задач нашего исследования входит определение областей параметров тепловых насосов — температурных режимов и теплопроизводительностей, при которых целесообразно применять установки с центробежными компрессорами.

Рассмотрены показатели циклов тепловых насосов для двух температурных режимов их работы: среднетемпературного и высокотемпературного. При среднем температурном режиме приняты величины температур вырабатываемого тепла в пределах $t_k = (40-50)^\circ\text{C}$. При таких температурах, в частности, предполагается работа панельного и воздушного отопления, а также теплоснабжения. При высоком температурном режиме рассмотрены температуры вырабатываемого тепла в интервале $t_k = (55-75)^\circ\text{C}$, что соответствует применению тепловых насосов в различных промышленных технологических процессах, а также в отоплении и теплоснабжении. Температуры t_0 нижнего уровня лежат в пределах от -10°C до $+50^\circ\text{C}$. На нижнем температурном уровне предполагается использование тепла окружающей среды, а также утилизация сбрасываемого производственного тепла.

Наряду с тепловыми насосами, работающими по обратному циклу, известно применение установок с циклом трансформации тепла, включающим прямой и обратный циклы. Такие циклы имеют в определенных условиях перспективы применения в теплонасосных установках с центробежным компрессором и приводом от

турбины, работающей на хладагенте [2]. При такой схеме установки достигается ряд достоинств: отсутствие повышающей передачи (мультипликатора) для привода компрессора, а при расположении приводной турбины в одном корпусе на одном валу с компрессором обеспечивается возможность полной герметичности турбокомпрессорного агрегата без применения специальных уплотнений.

Принципиальная схема и цикл такой установки представлены на рис. 1 и 2. В испарителе подводится тепло q_0 к хладагенту от внешней среды — источника нижнего температурного уровня t_0 ; образовавшийся в процессе кипения (4–1) пар поступает в компрессор, сжимается (1–2), идет в конденсатор, где конденсируется (2–3) с выделением тепла q_k верхнего температурного уровня t_k во внешнюю среду — потребителю. Осуществляется обратный цикл.

После конденсатора часть жидкого хладагента подается насосом (3–5) в парогенератор, кипит, перегревается (5–6) за счет тепла q_r , поступает в турбину и далее, смешавшись с паром хладагента после компрессора, направляется в конденсатор. Осуществляется прямой цикл. Потребителю поступает тепло, выделившееся в результате конденсации пара после компрессора и после турбины. При исследовании были построены в координатах $i\text{-lg}p$ (удельная энтальпия — давление) и рассчитаны 120 вариантов

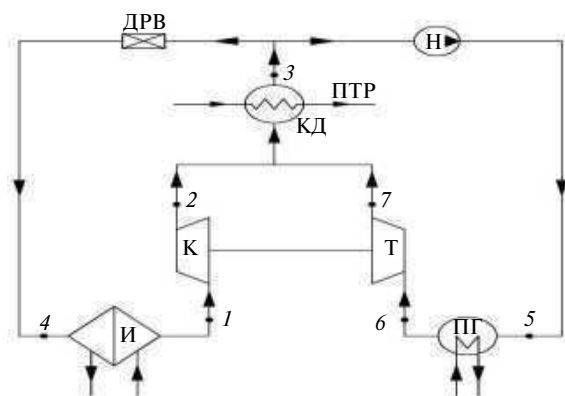


Рис. 1. Схема теплового насоса с приводной турбиной, работающей на паре хладагента:

К — компрессор; Т — турбина; КД — конденсатор; И — испаритель; ПГ — парогенератор; ПТР — потребитель тепла; ДРВ — дроссельный вентиль; Н — насос; 1 — вход в компрессор; 2 — выход из компрессора; 3 — выход из конденсатора; 4 — вход в испаритель; 5 — вход в парогенератор; 6 — вход в турбину; 7 — выход из турбины

циклов тепловых насосов. В качестве рабочего вещества принят альтернативный озоносберегающий хладагент R134a [3], близкий по термодинамическим свойствам хладону R12, который подлежит исключению из применения.

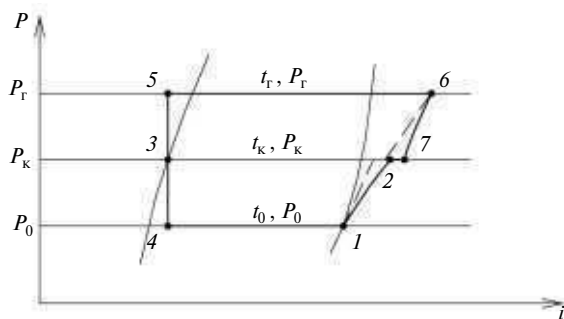


Рис. 2. Схема цикла теплового насоса с приводной турбиной, работающей на хладагенте.

Пунктирной линией обозначены процессы в компрессоре и турбине при $s = \text{const}$

В процессе исследования определялись основные показатели термодинамической эффективности тепловых насосов, работающих соответственно по основному обратному и специальному комбинированному с приводной турбиной циклам: μ — тепловой (отопительный) коэффициент, φ — коэффициент трансформации, η_t — степень термодинамического совершенства. Величина μ теплового коэффициента, равная отношению q_h удельной теплопроизводительности к удельной затраченной работе определяется следующим выражением: $\mu = (i_2 - i_3)/(i_2 - i_1)$, где разность энтальпий $i_2 - i_3$ соответствует теплу, выделяемому в конденсаторе, а $i_2 - i_1$ — соответствует затраченной работе в компрессоре [5]. Значение коэффициента трансформации φ получено из отношения тепловых потоков Q_h , Вт, выделяемого в конденсаторе и Q_r , Вт, затраченного в парогенераторе. Выражая величины Q_h и Q_r через соответствующие значения разностей энтальпий ($i_2 - i_3$) процессов в конденсаторе и ($i_6 - i_5$) — в парогенераторе, учитывая массовые расходы хладагента \bar{m}_k через компрессор и \bar{m}_t через турбину, а также условие равенства мощностей компрессора и турбины, получим

$$\varphi = \left(1 + \frac{i_6 - i_7}{i_2 - i_1} \right) \left(\frac{i_2 - i_3}{i_6 - i_5} \right).$$

В качестве критерия эффективности работы теплового насоса также принят η , коэффициент термодинамической эффективности, равный отношению тепловых коэффициентов данного цикла и цикла Карно при одинаковых температурных условиях: $\eta = \mu/\mu_k$. При определении μ_k теплового коэффициента цикла Карно температурный уровень, при котором отводится тепло в конденсаторе, определяется по среднеинтегральной температуре T_{cp} согласно зависимости

$$T_{cp} = \frac{\int_2^3 T ds}{S_2 - S_3},$$

где S_2 и S_3 значения энтропий в точках, соответствующих состоянию хладагента на выходе из компрессора и выходе из конденсатора [6]. По результатам расчетов определен также целый ряд других показателей, характеризующих параметры процессов в компрессоре и турбине. Эти показатели будут рассмотрены ниже.

Результаты расчетов представлены на рис. 3–7. Расчеты циклов в указанном интервале температур проведены как для идеальных условий работы компрессора и турбины при адиабатических процессах, так и с учетом газодинамических потерь в их проточной части, определенных различными величинами изоэнтропных КПД η_k компрессора и η_t турбины. Принятый диапазон изменения КПД включает их значения $\eta_{ад} = 0,8-0,85$ и выше, реально достигаемые в современных машинах, и значения $\eta_{ад} = 0,75$ достаточно низкого уровня.

На рис. 3–4 представлены результаты расчетов циклов, построенных без учета потерь. Они показывают, что коэффициенты μ и φ меняются в широких пределах, достигают более низких значений $\mu = 4,3-6,8$ и $\varphi = 1,3-1,45$ с уменьшением температур нижнего уровня и существенно возрастают с ростом температур этого уровня, достигая весьма высоких величин. Кривые $\mu(t)$ и $\varphi(t)$ на рис. 3, 4 ограничивают области значений, в пределах которых могут находиться реальные показатели эффективности тепловых насосов с учетом потерь при заданных температурных условиях. В рассматриваемой области температур показатели эффективности тепловых насосов μ и φ , сохраняя свои значения больше единицы, меняются в широких пределах. Это явно выраженные

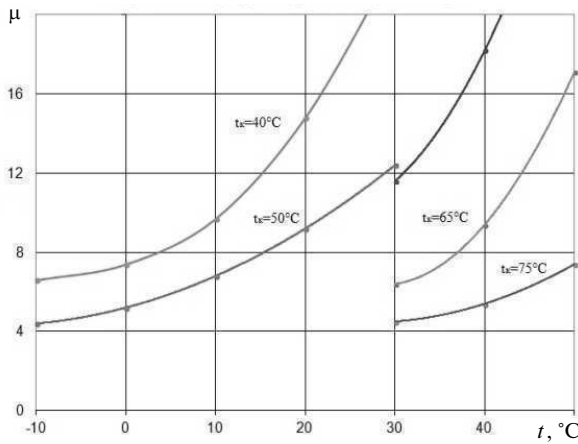


Рис. 3. Зависимость теплового коэффициента μ от температуры нижнего температурного уровня t_0 при различных температурах t_k верхнего температурного уровня без учета потерь

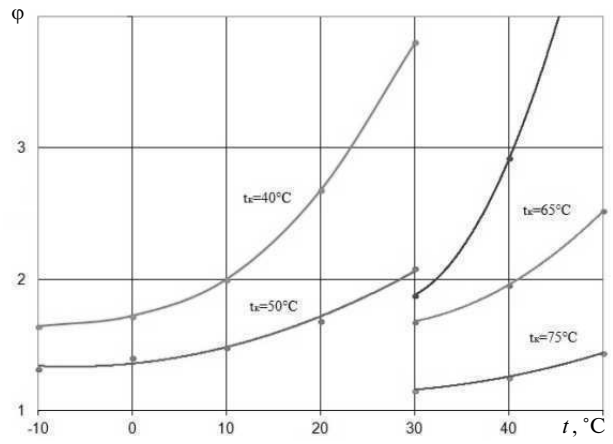


Рис. 4. Зависимость теплового коэффициента ϕ от температуры нижнего температурного уровня t_0 при различных температурах t_k верхнего температурного уровня без учета потерь

зависимости от $\Delta t = t_k - t_n$ — разницы повышения температур в тепловом насосе, т. е. от разности температур t_k среды потребителя, получившей тепло в конденсаторе, и t_n внешней среды, отдающей тепло в испарителе. С повышением этой разницы эффективность теплового насоса снижается. Например, изменение значений этой разности от $\Delta t_{\min} = 5^\circ$ до $\Delta t_{\max} = 50^\circ$ приводит к изменению показателей ϕ от $\phi_{\max} = 6,7$ до $\phi_{\min} = 1,3$. При равных условиях показатели ϕ эффективности тепловых насосов, работающих по специальному циклу трансформации тепла, ниже показателей μ обычных тепловых насосов обратного цикла. Это объясняется тем, что различаются процессы, определяющие затрату потребляемой энергии на осуществление сравниваемых по показателям μ и ϕ циклов. Коэффициент ϕ характеризует эффективность сложного процесса, включающего совместную работу прямого и обратного циклов [7]. При этом количество энергии, затрачиваемой на работу теплового насоса, является тепловой энергией, преобразуемой в парогенераторе и в паровой турбине в механическую энергию на валу компрессора. Коэффициент μ учитывает только механическую энергию, подводимую на привод компрессора.

На рис. 5–7 представлены данные, которые показывают влияние на показатели эффективности теплового насоса μ и ϕ коэффициентов полезного действия η_k компрессора и η_t турби-

ны. Изменения КПД рассмотрены в широких пределах значений: от весьма низких, ниже среднего уровня в современных турбомашинах, до высоких реально достигаемых величин $\eta = 0,8-0,85$ и более. Данные показывают значительную роль влияния эффективности турбомашин на экономичность тепловых насосов.

Расчеты включают также определение показателей эффективности тепловых насосов, значений коэффициентов η_t — степеней термодинамического совершенства циклов. Величины η_t выражаются отношением тепловых коэффициентов рассматриваемого и обратимого циклов при одинаковых режимах работы: $\eta_t = \mu/\mu_k$. В качестве обратимого цикла принят цикл Карно, тепловой коэффициент которого μ_k определяется только температурами верхнего и нижнего уровней: $\mu_k = T_k/(T_k - T_0)$. Расчеты показывают, что величины η_t , характеризующая полезность затраченной работы цикла, зависят от КПД компрессора и турбины, увеличиваясь с ростом η_k и η_t . Зависят также от разности температур t_k верхнего и t_0 нижнего уровней, от близости давления и температуры процесса конденсации к их значениям в критической точке рабочего вещества, т. е. зависят от свойств хладагента. При приближении параметров процесса конденсации к критической точке значения η_t степени термодинамического совершенства снижаются. В рассматриваемой области параметров, характеризующих циклы тепловых насосов, меньшим

значениям коэффициентов η_t соответствуют величины $\mu_t = 0,55-0,65$, наибольшим — $\mu_t = 0,8-0,85$. Наряду с рассмотренными показателями циклов тепловых насосов, был вычислен ряд параметров, характеризующих эффективность работы центробежных компрессоров при различных режимных условиях. В их числе:

$\Pi = p_k/p_n$ — отношение давлений p_k на выходе и p_n на входе компрессора; u_2 , м/с, — окружная скорость рабочего колеса компрессора; M_u — условное число Маха, определяющее характер течения потока в проточной части компрессора (дозвуковой или сверхзвуковой); n , об/мин, — максимальная частота вращения ротора компрессора [8].

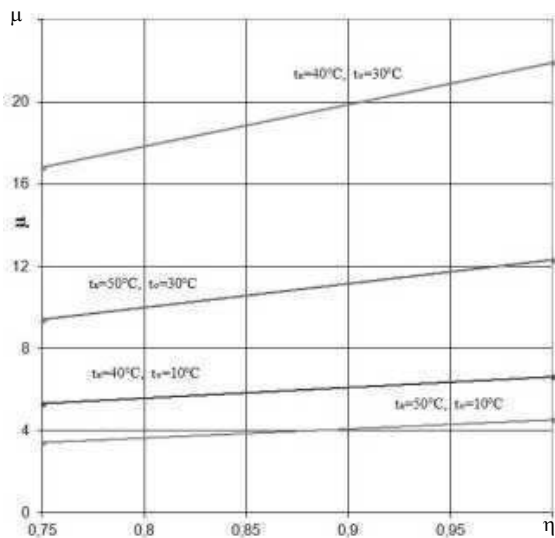


Рис. 5. Зависимость теплового коэффициента μ от КПД компрессора и турбины при различных температурах t_0 нижнего и t_k верхнего температурного уровня

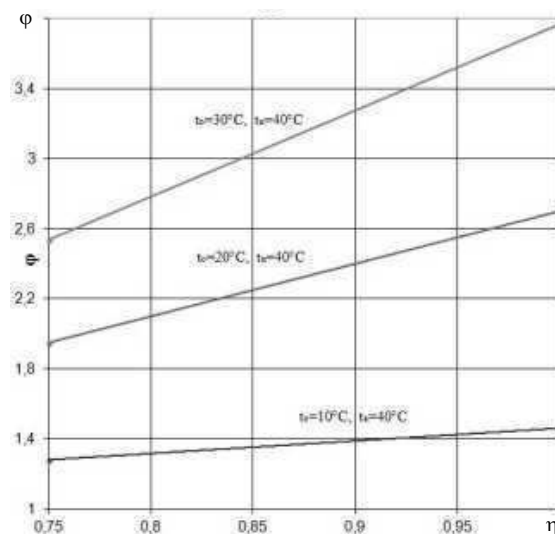


Рис. 6. Зависимость теплового коэффициента ϕ от КПД компрессора и турбины при различных температурах t_0 нижнего уровня и при температуре верхнего уровня $t_k = 40^\circ\text{C}$

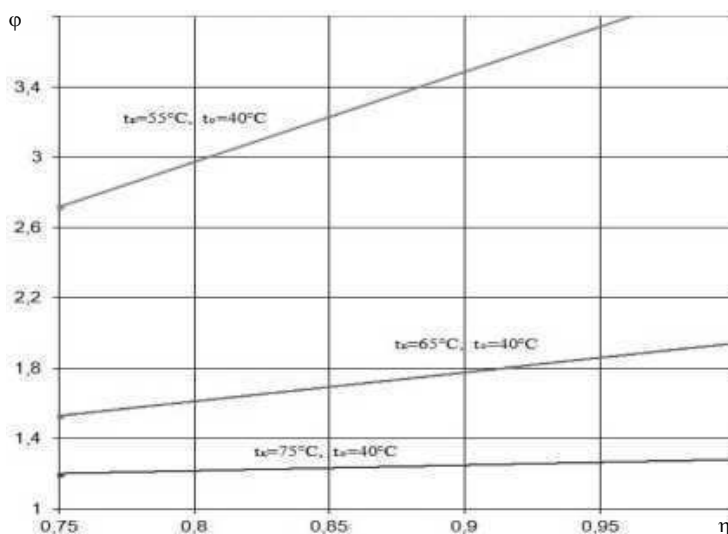


Рис. 7. Зависимость теплового коэффициента ϕ от КПД компрессора и турбины при различных температурах t_k верхнего температурного уровня при температуре нижнего уровня $t_0 = 40^\circ\text{C}$

В рассмотренной области температурных режимов работы тепловых насосов их основные показатели, соответствующие свойствам примененного в качестве рабочего вещества хладагента R134a, дают возможность применения одноступенчатого сжатия в центробежном компрессоре при среднем температурном режиме работы — при $t_k = (40-50)^\circ\text{C}$, вплоть до наименьших температур нижнего уровня $t_0 = (0-5)^\circ\text{C}$. При этих температурах условные числа M_u достигают предельных значений 1,45–1,5, соответствующих дозвуковому режиму течения потока в компрессоре. В области высоких температурных режимов максимальное значение чисел M_u достигается при температурах $t_0 = 30^\circ\text{C}$ и $t_k = 75^\circ\text{C}$ и составляет величину $M_u = 1,36$, что также соответствует возможности одноступенчатого сжатия. При температурах $t_0 = 50^\circ\text{C}$ и $t_k = 75^\circ\text{C}$ величина M_u снижается до значения $M_u = 0,48$. Для достижения требуемых параметров тепловых насосов, учитывая возможные условия их работы при высоких числах M_u , целесообразно применение центробежных компрессоров с высоконапорными ступенями.

Параметры работы ступеней в условиях тепловых насосов близки параметрам центробежных ступеней компрессоров, применяемых в ряде энергетических машин, таких, как малорасходные газотурбинные установки (транспортного типа, для передвижных электростанций, пожарных насосов), агрегаты наддува двигателей внутреннего сгорания, холодильные машины и др. [9]. В СПбГПУ имеется значительный опыт исследования и разработки подобных ступеней [4]. На основе этого опыта установлены допустимые параметры ступени компрессора для условий режимов работы тепловых насосов. В числе этих параметров: $D_{2\min}$ — минимальный диаметральный размер рабочего колеса компрессора; рекомендуемые значения коэффициентов Φ_p расхода и ψ_T напора; n — максимальная частота вращения ротора. Эти данные важны для установления $Q_{h\min}$ — минимальных значений теплопроизводительности тепловых насосов, при которых возможно применение центробежных компрессоров в рассмотренной области температурных режимов. Значения $Q_{h\min}$, Вт, определяются по зависимости, полученной с использованием вычисленных параметров центробежных ступеней в виде

$$Q_{h\min} = D_{2\min}^2 \frac{\pi \Phi_p u_2}{4\nu} (i_2 - i_3).$$

Здесь ν , м³/кг, — удельный объем хладагента на входе в ступень компрессора; u_2 , м/с, — окружная скорость рабочего колеса; i_2 и i_3 , Дж/кг, — значения энтальпий соответственно на входе и выходе конденсатора [10]. Указанные параметры задаются в следующих пределах: $D_{2\min} = (0,065-0,075)$ м, $\Phi_p = (0,06-0,08)$. При расчете окружной скорости u_2 принимается коэффициент напора ψ_T в пределах $(0,05-0,07)$. Удельный объем пара хладагента ν , энтальпии i_2 и i_3 определяются при расчете соответствующего цикла. В результате расчетов получено, что минимальные значения теплопроизводительности тепловых насосов с применением в них центробежных компрессоров лежат в пределах от 65 до 75 кВт при наименьших температурах нижнего уровня и возрастают до 160–180 кВт в области высокого температурного режима.

В результате проведенного исследования разработана методика анализа эффективности и выбора показателей тепловых насосов при различных заданных условиях. Получен ряд количественных показателей их работы в рассматриваемых областях среднего и высокого температурных уровней при работе на хладагенте R134a. Методика позволяет выбрать оптимальное рабочее вещество. Расчетные данные показали, что в определенных областях параметров целесообразно применение тепловых насосов с центробежными компрессорами, в том числе тепловых насосов, работающих по комбинированному циклу с приводной турбиной. Такие установки перспективны, в частности для применения на утилизируемом тепле, при необходимости работы с переменными режимами на нагрев и на охлаждение, при работе в качестве повышающих термотрансформаторов, в системах кондиционирования воздуха.

Рассмотренная методика подлежит в дальнейшем развитию и дополнению исследованиями теплообменных аппаратов тепловых насосов и паровой турбины, работающей на хладагенте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рей, Д.** Тепловые насосы [Текст] / Д. Рей, Д. Макмайл / Пер. с англ.— М.: Энергоиздат, 1982.— 224 с.
2. **Чистяков, Ф.М.** Холодильные турбоагрегаты [Текст] / Ф.М. Чистяков.— М.: Машиностроение, 1967.— 288 с.
3. Холодильные машины [Текст]: Учебник / Под ред. Л.С. Тимофеевского.— СПб.: Политехника, 2005.— 998 с.
4. **Симонов, А.М.** Исследование и разработка центробежных ступеней с повышенными коэффициентами напора [Текст] / А.М. Симонов // Труды научной школы компрессоростроения.— СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2000.— С. 189–212.
5. **Морозюк, Т.В.** Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т.В. Морозюк.— Одесса: Негоциант, 2006.— 712 с.
6. **Сакун, И.А.** Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / И.А. Сакун.— Л.: Машиностроение, 1987.— 423 с.
7. **Янтовский, Е.И.** Промышленные тепловые насосы [Текст] / Е.И. Янтовский.— М.: Энергоатомиздат, 1989.— 128 с.
8. **Васьков, Е.Т.** Термодинамические основы тепловых насосов [Текст]: Учебное пособие / Е.Т. Васьков.— СПб.: Изд-во СПбГАСУ, 2007.— 127 с.
9. **Цуранов, О.А.** Холодильная техника и технология [Текст] / О.А. Цуранов, А.Г. Крысин.— СПб: Лидер, 2004.— 448 с.
10. **Кошпен, Ж.Л.** Учебник по холодильной технике [Текст] / Пер. с франц. под редакцией д-ра техн. наук В.Б. Сапожникова.— М.: Изд-во Моск. ун-та, 1998.— 1142 с.

REFERENCES

1. **Rei D., Makmaikl D.** Teplovye nasosy [Tekst] / Per. s angl.— M.: Energoizdat, 1982.— 224 s. (rus.)
2. **Chistiakov F.M.** Kholodil'nye turboagregaty [Tekst].— M.: Mashinostroenie, 1967.— 288 s. (rus.)
3. Kholodil'nye mashiny [Tekst]: Uchebnik / Pod red. L.S. Timofeevskogo.— SPb.: Politehnika, 2005.— 998 s. (rus.)
4. **Simonov A.M.** Issledovanie i razrabotka tsentrobeznykh stupenei s povyshennymi koeffitsientami napora [Tekst] // Trudy nauchnoi shkoly kompressorostroeniia.— SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2000.— S. 189–212. (rus.)
5. **Morozhiuk T.V.** Teoriia kholodil'nykh mashin i teplovykh nasosov [Tekst].— Odessa: Negotsiant, 2006.— 712 s. (rus.)
6. **Sakun I.A.** Teplovye i konstruktivnye raschety kholodil'nykh mashin [Tekst].— L.: Mashinostroenie, 1987.— 423 s. (rus.)
7. **Yantovskii E.I.** Promyshlennyye teplovye nasosy [Tekst].— M.: Energoatomizdat, 1989.— 128 s. (rus.)
8. **Vas'kov E.T.** Termodinamicheskie osnovy teplovykh nasosov. Uchebnoe posobie [Tekst].— SPb.: Izd-vo SPb-GASU, 2007.— 127 s. (rus.)
9. **Tsuranov O.A., Krysin A.G.** Kholodil'naia tekhnika i tekhnologiya [Tekst].— SPb: Lider, 2004.— 448 s. (rus.)
10. **Koshpen Zh.L.** Uchebnik po kholodil'noi tekhnike [Tekst] / Perevod s frants. pod redaktsiei d-ra tekhn. nauk V.B. Sapozhnikova.— M.: Izd-vo Mosk. un-ta, 1998.— 1142 s. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КОНДРАТЬЕВА Екатерина Алексеевна — аспирант кафедры атомной и тепловой энергетики Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: kondratyeva.e.a@mail.ru

КОНДРАТЬЕВ Алексей Анатольевич — аспирант кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: alexeykondratyev@mail.ru

СЕРГЕЕВ Виталий Владимирович — доктор технических наук профессор заведующий кафедрой атомной и тепловой энергетики Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: sergeev_vitaly@mail.ru

СИМОНОВ Анатолий Михайлович — доктор технических наук профессор кафедры компрессорной, вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: simonov-33@mail.ru

AUTHORS

KONDRATYEVA Ekaterina A. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnicheskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: kondratyeva.e.a@mail.ru

KONDRATYEV Alexey A. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnicheskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: alexeykondratyev@mail.ru

SERGEEV Vitaly V. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnicheskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: sergeev_vitaly@mail.ru

SIMONOV Anatoly M. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnicheskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: simonov-33@mail.ru