



DOI 10.5862/JEST.254.2

УДК 621.577

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

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

Е.А. Kondratyeva, A.M. Simonov, V.V. Sergeev

FEATURES OF PROCESSES HEAT PUMPS WITH CENTRIFUGAL COMPRESSORS WORKING WITH THE LOW AND MEDIUM HEAT PERFORMANCE

В статье рассмотрена методика анализа эффективности и выбора показателей тепловых насосов с центробежными компрессорами, приведены ряд их показателей при работе на хладагенте R134a в областях среднего и высокого температурных режимов и температурные интервалы работы. Определены параметры тепловых насосов, работающих по различным циклам. Приведены результаты исследования процессов и параметров при выборе различных рабочих веществ тепловых насосов.

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ; ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ; УМЕРЕННАЯ МОЩНОСТЬ; ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ.

The paper reviews the findings of the study on the process and parameters related to choosing different working fluids for heat pumps, as well as the peculiarities of the performance of heat exchangers in low and medium-capacity pump units whose parameters lie in the range of 1–2 MW and below individual and industrial heat or less supply systems. We have described motor- and steam turbine- driven heat pumps utilizing refrigerant vapors with a combined cycle. The focus was on the operating conditions such as, the high thermal tension rate of the flow in condensers, reaching up to 17000–23000 W/m², and the heat transfer in the boiling and condensation stages. The paper includes recommendations for selecting the heat exchange parameters at the top and bottom temperature levels in condensers and evaporators. The operating specifics of heat exchangers under application of low-boiling refrigerants (– halo carbons). We have made recommendations for using shell- and- tube-type vaporizers and condensers with surface ribbing of copper tubes with a special burnishing treatment.

HEAT PUMP; CENTRIFUGAL COMPRESSOR; MODERATE POWER; RUNNING EFFICIENCY

Среди современных энергетических машин можно выделить теплонасосные установки с одноступенчатыми центробежными компрессорами теплопроизводительностью примерно $Q_h = 1–2$ МВт. Области их применения – индивидуальное теплоснабжение, а также выработка тепла для различных сравнительно небольших предприятий по производству продуктов, строительных материалов, мастерских, сельскохозяйственных ферм.

В довольно широком диапазоне тепловой мощности Q_h начиная с примерно 500 кВт и ниже, наряду с распространенными тепловыми насосами с поршневыми компрессорами, возможно применение установок с компактными одноступенчатыми центробежными компрессорами. Они практически не имеют конкуренции в области значений Q_h больших 500 кВт [1, 2].

Эти значения Q_h ориентировочно определяют область возможного применения тепловых

насосов с одноступенчатыми центробежными компрессорами. На ее пределы влияют: температурный режим работы теплового насоса на верхнем и нижнем уровнях температур; термодинамические свойства применяемого рода рабочего вещества; возможность применения ступеней центробежного компрессора с допустимыми параметрами; тип привода установки и др.

Обобщенных данных по указанным вопросам недостаточно. В связи с этим поставлены следующие задачи по исследованию особенностей процессов в элементах рассматриваемых установок:

определить оптимальные границы температурного интервала работы тепловых насосов, включая нижние границы, не вызывающие резкого ухудшения параметров эффективности;

сравнить параметры тепловых насосов, работающих по различным циклам, простому и комбинированному, с приводом от паровой турбины;

установить нижние границы Q_{hmin} значений теплопроизводительности, при которых допустима замена поршневого компрессора центробежным без снижения эффективности работы компрессора;

исследовать особенности свойств рабочих веществ (хладоны), применяемых в тепловых насосах с центробежными компрессорами.

В число задач входит также выработка рекомендаций, связанных с особенностями теплообменных аппаратов тепловых насосов.

Нижние границы Q_{hmin} значений теплопроизводительности определяются приемлемыми диаметральными размерами D_2 рабочего колеса центробежного компрессора, ниже которых невозможно обеспечить оптимальные соотношения формы проточной части [3].

Температурные интервалы работы тепловых насосов

Рассмотрены показатели циклов тепловых насосов в двух температурных режимах их работы – среднетемпературном и высокотемпературном. В среднем температурном режиме приняты величины температур вырабатываемого тепла в пределах $t_k = 40–50$ °С. При таких температурах предполагается, в частности, работа па-

нельного и воздушного отопления, а также теплоснабжения.

При высоком температурном режиме рассмотрены температуры вырабатываемого тепла $t_k = 55–75$ °С, что соответствует применению тепловых насосов для различных промышленных технологических процессов, а также отопления и теплоснабжения. Температуры нижнего уровня t_0 лежат в пределах от -10 до $+50$ °С. На нижнем температурном уровне предполагается использовать тепло окружающей среды, а также утилизировать сбрасываемое производственное тепло.

С понижением температуры кипения t_0 падает давление p_0 в испарителе, существенно увеличивается отношение давлений Π в компрессоре, резко возрастает удельная работа (внутренний напор h_i), затрачиваемая на привод компрессора. По данным нашего исследования с принятым рабочим веществом R134a при температуре конденсации $t_k = 40$ °С и температуре кипения $t_0 = 10$ °С отношение давлений в цикле составляет величину $\Pi = 2,4$; понижение температуры кипения t_0 до 5 °С приводит (при той же температуре конденсации) к росту Π до $2,9$, а при понижении t_0 до -10 °С – до $5,0$. С ростом температуры конденсации t_k (температура верхнего уровня), определяемой потребителем, также увеличивается отношение давлений Π .

Сравним, в частности, изменение окружной скорости u_2 рабочего колеса компрессора в диапазоне понижения нижнего уровня температур в цикле теплового насоса, т.е. в пределах изменения температуры кипения t_0 в испарителе от $+10$ до -10 °С. Сравнение проведем при постоянной температуре конденсации $t_k = 40$ °С (соответствует температуре подаваемого потребителю тепла Q_h). При расчетах приняты: коэффициент напора ступени центробежного компрессора $\psi_T = 0,5$; политропный КПД компрессора η_n варьируется от $1,0$ (адиабатный процесс сжатия) до $0,75$ [4].

Согласно расчетам получено: при $t_0 = 10$ °С значения окружной скорости колеса компрессора u_2 достигают величин $190,0–220,0$ м/с; при $t_0 = -10$ °С величины u_2 возрастают до значений $240,0–262,0$ м/с.

При требовании обеспечить одноступенчатое сжатие в центробежном компрессоре теплового

насоса могут возникнуть проблемы в связи с ростом окружной скорости u_2 , которая определяет уровень чисел Маха (M) потока в проточной части компрессора. Для рассматриваемого типа высоконапорных центробежных ступеней, применяемых в теплонасосных установках, величины условных чисел M_u не должны превышать значений 1,4–1,5; при этом физические числа M в потоке будут соответствовать дозвуковому течению [3, 5]. Рост температуры конденсации t_k (температура верхнего уровня), определяемой потребителем, также приводит к увеличению значений чисел M . При больших значениях чисел M_u необходимо перейти на двухступенчатое сжатие в компрессоре.

Полученные результаты показывают, что использовать температуры нижнего уровня в области значений t_0 меньше 0–5 °С не рекомендуется, если нет специальных, обоснованных требований потребителя.

Установки, работающие по циклу трансформации тепла

Наряду с тепловыми насосами, работающими по обратному циклу, известно применение установок, работающих по циклу трансформации тепла, включающему прямой и обратный циклы. Такие циклы в определенных условиях имеют перспективы применения в теплонасосных установках с центробежным компрессором и приводом от турбины, работающей на хладагенте [5, 6]. У такой схемы установки есть ряд достоинств: отсутствие повышающей передачи (мультипликатор) для привода компрессора; возможность полной герметичности турбокомпрессорного агрегата без применения специальных уплотнений благодаря расположению в одном корпусе приводной турбины на одном валу с компрессором. Вариант такого агрегата для установки с приводной турбиной разработан в СПбГПУ на базе конструкции турбокомпрессора наддува ДВС ТКР14. Принципиальная схема и цикл установки представлены на рис. 1 и 2 [2].

В испарителе тепло q_0 подводится 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 конденса-

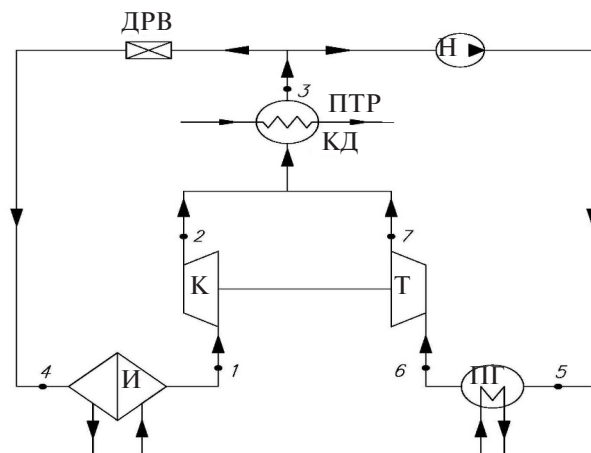


Рис. 1. Схема теплового насоса с приводной турбиной, работающей на паре хладагента: К – компрессор; Т – турбина; КД – конденсатор; И – испаритель; ПГ – парогенератор; ПТР – потребитель тепла; ДРВ – дроссельный вентиль; Н – насос; 1 – вход в компрессор; 2 – выход из компрессора; 3 – выход из конденсатора; 4 – вход в испаритель; 5 – вход в парогенератор; 6 – вход в турбину; 7 – выход из турбины

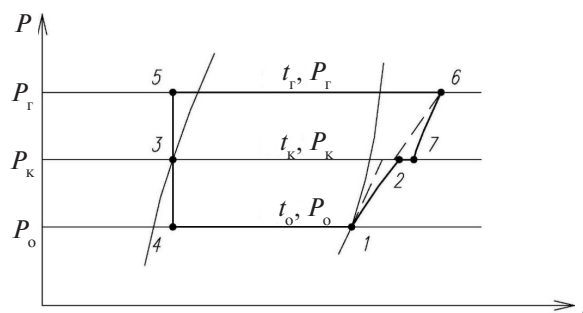


Рис. 2. Схема цикла теплового насоса с приводной турбиной, работающей на хладагенте (пунктирная линия соответствует процессам в компрессоре и турбине при $s = \text{const}$)

руется (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. Далее эта часть, 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.

Сравнение параметров тепловых насосов, работающих по различным циклам

При исследовании были рассчитаны и построены в координатах $i - \lg p$ (удельная энтальпия – давление) 120 вариантов циклов тепловых насосов. В качестве рабочего вещества принят альтернативный озоносберегающий хладагент R134a [7], близкий по термодинамическим свойствам хладону R12, подлежащему исключению из применения.

В процессе исследования определялись следующие основные показатели термодинамической эффективности тепловых насосов, работающих по основному обратному и по 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 l , определяется следующим выражением: $\mu = (i_2 - i_3) / (i_2 - i_1)$, где $(i_2 - i_3)$ – разность энтальпий, которая соответствует теплу, выделяемому в конденсаторе, а $(i_2 - i_1)$ – разность энтальпий, равная затраченной работе в компрессоре.

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 процессов $(i_2 - i_3)$ в конденсаторе и $(i_6 - i_5)$ в парогенераторе и учитывая массовые расходы хладагента через компрессор и через турбину, а также условие равенства мощностей компрессора и турбины, получим

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

В качестве критерия эффективности работы теплового насоса также принят η_t – коэффициент термодинамической эффективности, равный отношению тепловых коэффициентов данного цикла и цикла Карно при одинаковых температурных условиях: $\eta_t = \mu / \mu_k$ [7]. Подробно результаты расчета и их анализ представлены в работе [3]; здесь же отметим ряд важных выводов.

С повышением разницы температур $\Delta t = t_k - t$, т.е. разницы температуры t_k среды потреби-

теля и температуры внешней среды t , эффективность теплового насоса снижается. Например, изменение значений этой разности от $\Delta t_{\min} = 5^\circ$ до $\Delta t_{\max} = 50^\circ$ приводит к изменению показателя 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 циклов, сравниваемых по показателям μ и ϕ . Коэффициент ϕ характеризует эффективность сложного процесса, включающего совместную работу прямого и обратного циклов. При этом количество энергии, затрачиваемой на работу теплового насоса, – это тепловая энергия, которая в процессах в парогенераторе и паровой турбине преобразуется в механическую энергию на валу компрессора. Коэффициент μ учитывает только механическую энергию, подводимую на привод компрессора.

На рис. 3 и 4 представлены данные, которые показывают влияние на показатели μ и ϕ эффективности теплового насоса коэффициентов полезного действия η_k компрессора и η_t турбины. Изменения КПД рассмотрены в широких пределах значений – от весьма низких, ниже среднего уровня современных турбомашин, до высоких реально достигаемых величин $\eta = 0,8-0,85$ и более. Данные показывают значительное влияние эффективности турбомашин на экономичность тепловых насосов.

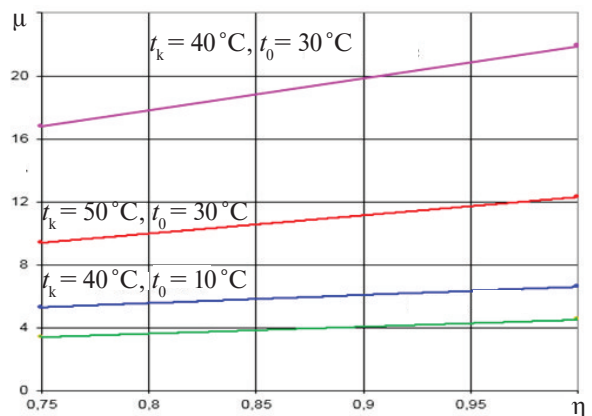


Рис. 3. Зависимость теплового коэффициента μ от КПД компрессора и турбины при различных температурах t_0 нижнего и t_k верхнего температурного уровня

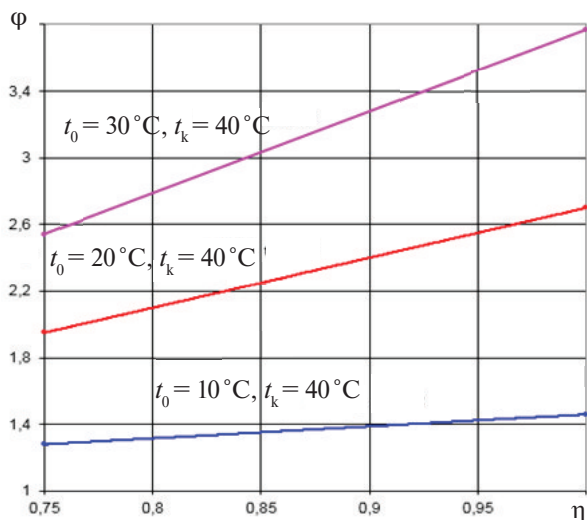


Рис. 4. Зависимость теплового коэффициента φ от КПД компрессора и турбины при различных температурах t_0 нижнего уровня и при температуре верхнего уровня $t_k = 40^\circ\text{C}$

Расчеты включали также определение важных показателей эффективности тепловых насосов — степеней термодинамического совершенства циклов μ_t . Величины μ_t определяются отношением тепловых коэффициентов рассматриваемого и обратимого циклов при одинаковых режимах работы: $\mu_t = \mu/\mu_k$. 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 μ_t , характеризующая полезность затраченной работы цикла, зависят от КПД компрессора и турбины, увеличиваясь с ростом η_k и η_t . Они зависят также от разности температур t_k верхнего и t_0 нижнего уровней и от близости давления и температуры процесса конденсации к их значениям в критической точке рабочего вещества, т.е. от свойств хладагента.

При приближении параметров процесса конденсации к параметрам в критической точке значения η_t степени термодинамического совершенства снижаются. В рассматриваемой области параметров циклов тепловых насосов меньшие значения коэффициентов μ_t соответствуют диапазону $\mu_t = 0,55-0,65$, наибольшие — $\mu_t = 0,8-0,85$.

Параметры центробежных компрессоров

Наряду с рассмотренными показателями циклов тепловых насосов, был вычислен ряд параметров, характеризующих эффективность работы центробежных компрессоров при различных режимных условиях. В числе этих параметров следующие: $\Pi = p_k/p_n$ — 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.

В рассмотренной области температурных режимов работы тепловых насосов их основные показатели, соответствующие свойствам примененного в качестве рабочего вещества хладагента R134a, дают возможность применять одноступенчатое сжатие в центробежном компрессоре при среднем температурном режиме работы ($t_k = 40-50^\circ\text{C}$) 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 целесообразно применять центробежные компрессоры с высоконапорными ступенями, учитывая возможные условия их работы при высоких числах M_u . 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 (ДВС), холодильные машины и др [6, 8].

В СПбГПУ накоплен значительный опыт исследований и разработки подобных ступеней [4]. На основе этого опыта установлены допустимые параметры ступени компрессора в условиях работы тепловых насосов. В числе этих параметров: $D_{2\min}$ – минимальный диаметральный размер рабочего колеса компрессора; рекомендуемые значения коэффициентов расхода (Φ_p) и напора (ψ_r); n – максимальная частота вращения ротора. Эти данные важны для установления минимальных значений $Q_{h\min}$ 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:

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

Здесь $D_{2\min}$, м, – минимальный допустимый диаметр рабочего колеса компрессора; Φ_p – коэффициент расхода; 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.

Указанные параметры задаются в следующих пределах: $D_{2\min} = 0,065\text{--}0,075$ м; $\Phi_p = 0,06\text{--}0,08$. При расчете окружной скорости u_2 принимается коэффициент напора ψ_r в пределах $0,05\text{--}0,07$. 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 центробежными компрессорами лежат в пределах $65\text{--}75$ кВт при наименьших температурах нижнего уровня и возрастают до $160\text{--}180$ кВт в области высокого температурного режима.

Выбор рабочих веществ

Рассматриваются рабочие вещества, входящие в существующую классификацию хладагентов холодильных машин [7], согласно которой по температуре t_s кипения при нормальном давлении (760 мм рт. ст.) хладагенты разбиты на три группы – с высокой, средней и низкой нормальной температурами кипения. Температуры t_s , °С,

по группам: от 0 °С и выше – для группы с высокой нормальной температурой кипения; от 0 °С и ниже (до -50 °С) – для группы со средней нормальной температурой кипения; от -50 °С до -150 °С – для группы с низкой нормальной температурой кипения. Наибольшее распространение на практике получили тепловые насосы, работающие на хладагентах средней группы нормальных температур кипения, в частности на хладоне R12 [2, 7].

При существующих ограничениях на применение R12 [4], выбирая альтернативную замену, следует учесть рассмотренные выше условия применения центробежных компрессоров в теплонасосных установках. Как известно, техническая работа l_p , затрачиваемая на сжатие в компрессоре, численно равна внутреннему напору h_i , определяемому выражением $h_i = \psi_i u_2^2$, где ψ_i – коэффициент внутреннего напора, задаваемый при проектировании компрессора; u_2 – окружная скорость, м/с, рабочего колеса. Величина внутреннего напора h_i зависит от заданных параметров цикла и физических свойств рабочего вещества, в частности от его относительной молекулярной массы μ , т.е. от величины газовой постоянной R , дж/(кг · К), а также от показателя адиабаты k . Следовательно, чем тяжелее сжимаемый хладагент (меньше газовая постоянная), тем меньше окружная скорость, необходимая для обеспечения заданного напора при требуемых температурах и давлениях.

Рассмотрим некоторые результаты сравнения ряда хладонов – R12, R134a, R22, входящих в группу рабочих веществ со средней нормальной температурой кипения t_s , имеющих относительную молекулярную массу μ и газовую постоянную R , Дж/(кг · К), равные соответственно следующим значениям: $\mu = 120,9$, $R = 68,76$; $\mu = 102,03$, $R = 81,49$; $\mu = 86,48$, $R = 96,16$. Расчеты проведены для одного и того же температурного интервала: от температуры кипения $t_0 = 10$ °С до температуры конденсации $t_k = 75$ °С. Интервалы давлений различны, определяются родом хладагента.

При расчете процесса сжатия приняты условия, соответствующие современным данным по эффективности высоконапорных осеррадиальных ступеней центробежных компрессоров [4, 6], а именно приняты: политропный КПД ступеней $\eta_n = 0,85$; коэффициент внутреннего напора

$\psi_i = 0,67$; коэффициент теоретического напора $\psi_i = 0,67$. Результаты сравнения показывают, что наименьшая окружная скорость u_2 для достижения заданного верхнего температурного уровня вырабатываемого тепла требуется при применении наиболее тяжелого хладагента – R12 – и составляет величину 229,5 м/с. Наибольшая окружная скорость равна 265,1 м/с при работе с самым легким в этой серии рабочим веществом – R22. Для хладагента R134a с промежуточной по величине (между массами R12 и R22) молекулярной массой получено значение окружной скорости $u_2 = 238,8$ м/с.

При переходе на более тяжелый хладагент следует учесть, что с увеличением относительной молекулярной массы рабочего вещества снижается значение его газовой постоянной R и связанная с ней скорость распространения звука в потоке, равная $a_{зв} = \sqrt{kRT}$, где k – показатель адиабаты; R , Дж/(кг · К), – газовая постоянная; T , К, – температура газа в данной точке потока. Уменьшение скорости звука приводит к росту уровня чисел M в потоке, что необходимо контролировать при расчетах и не превышать предельно допустимых значений условных чисел Маха M_u (как ранее отмечалось, они равны 1,4–1,5). В противном случае для уменьшения M_u , чтобы избежать сверхзвукового течения в компрессоре и дополнительных потерь в нем, необходимо перейти на двухступенчатое сжатие или произвести замену хладагента на более легкий.

Представляет интерес оценка температур потока в конце процесса сжатия в компрессоре и сравнение их с температурой t_k конденсации. Согласно расчетам температура $t_{кск}$ конца сжатия возрастает при переходе от тяжелых хладагентов к более легким: ее значения равны соответственно 80 °С при R12, 85 °С при R134a и 90 °С при R22. Для тепловых насосов, работающих при высоких температурах верхнего уровня, контроль температур конца сжатия необходим, чтобы избежать их недопустимого уровня, превышающего тепловую стойкость хладагентов. Это важный показатель свойств хладагента, обеспечивающий его стабильную работу без разрушения в течение длительного времени. При этом надо учесть возможность достижения при сжатии вещества температур, значительно превышающих температуру конденсации.

Рекомендации по теплообменным аппаратам

Важен также учет особенностей процессов в теплообменных аппаратах тепловых насосов малой и средней мощности с центробежными компрессорами. К ним относятся: большие удельные тепловые потоки в теплообменных аппаратах; специфика термодинамических свойств хладонов; повышенные значения верхнего температурного уровня в цикле.

При расчетах теплообменных аппаратов следует ориентироваться на полученные в холодильной технике практические рекомендации [9, 10]. В испарителях температура кипения обычно на 5 К ниже требуемой температуры жидкого теплоносителя на выходе из испарителя, а разность температур на входе и выходе составляет 2,5–4,0 К. В конденсаторах температура конденсации хладагента на 4,0–6,0 К выше температуры выходящей воды (потребителя), а подогрев ее обычно принимают в пределах 3,0–7,0 К.

С целью интенсификации теплообмена теплопередающая поверхность аппарата оребряется со стороны, где меньше коэффициент теплоотдачи, в частности со стороны хладона в кожухотрубных конденсаторах и испарителях. Для увеличения поверхности хладоновых конденсаторов и испарителей из их медных трубок выдавливаются специальной накаткой спиральные рёбра малой высоты. Для хладона R12, например, коэффициент теплоотдачи α может иметь значения 1200–2300 Вт/(м · К), для хладона R22 – примерно на 20–25 % больше. В хладоновых испарителях с оребренными медными трубами (с коэффициентом оребрения 3,6) теплосъем с 1 м² внутренней поверхности испарителя составляет 5800–7000 Вт/(м² · К) при температурном напоре около 5–6 К и скорости теплоносителя 1,5 м/с.

Для установок с турбокомпрессорами рекомендуются конструкции конденсаторов кожухотрубного типа, горизонтальные [7], имеющие ряд особенностей. Кинетическая энергия поступающего пара хладагента используется для сдува с труб пленки образующегося конденсата. Установка в межтрубном пространстве перегородок препятствует стеканию конденсата с верхних труб на нижние, что увеличивает интенсивность теплоотдачи со стороны конденсирующегося

хладона. Вода проходит через конденсатор по трубам в два хода со скоростью до 2,5 м/с. В кожухотрубных конденсаторах скорости пара хладагента обычно малы, менее 10 м/с. Указанные меры в сочетании с применением медных оребренных труб повышают плотность теплового потока до 17000–23000 Вт/м² [7].

Специальному исследованию подлежат возможные режимы реверсивной работы теплообменных аппаратов теплового насоса, когда испаритель выполняет функции конденсатора или наоборот. Такие режимы возникают, если одна и та же установка используется для выработки тепла (отопление) или холода (например, для кондиционирования воздуха).

Заключение

В результате проведенного исследования разработана методика анализа эффективности и выбора параметров тепловых насосов для различных заданных условий. Получены количественные показатели их работы в областях среднего и высокого температурных уровней при работе на хладагенте R134a.

Не рекомендуется применять в цикле работы установок температуры нижнего уровня меньше 0–5 °С, так как это снижает их эффективность из-за увеличения отношений давлений в компрессоре, приводящего к росту затрачиваемой работы и возрастанию уровня чисел М.

Минимальные значения Q_{min} теплопроизводительности тепловых насосов, при которых мо-

гут применяться центробежные компрессоры, достигают величин в пределах от 65 до 75 кВт при наименьших температурах нижнего уровня, равных 0–5 °С и возрастают с переходом на высокие температурные режимы.

Для рассматриваемых тепловых насосов можно рекомендовать хладагенты средней группы с нормальной температурой кипения, в частности хладоны R12 и R134a. Применение этих хладагентов обеспечивает умеренные значения чисел М в потоке и окружной скорости рабочих колес компрессора, необходимые для обеспечения заданного верхнего температурного уровня. Температуры потока в конце сжатия должны контролироваться, чтобы не выйти за пределы температурной стойкости рабочего вещества.

При разработке теплообменных аппаратов следует ориентироваться на соответствующие рекомендации, используемые в холодильной технике.

Показано, 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.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калнинь И.М., Проценко В.П., Пустовелов С.Б. Системы централизованного теплоснабжения на базе теплонасосных установок // Холодильная техника. 2011. № 1 С. 20–22.
2. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы / Пер.с англ. М.: Энергоиздат, 1982. 224 с.
3. Кондратьева Е.А., Кондратьев А.А., Сергеев В.В., Симонов А.М. Выбор параметров тепловых насосов с центробежными компрессорами // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 4(183). Т. 1. С. 128–135.
4. Симонов А.М. Исследование эффективности и оптимальное проектирование высоконапорных центробежных компрессорных ступеней // Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2010. С. 164–187.
5. Чистяков Ф.М. Холодильные турбоагрегаты. М.: Машиностроение, 1967. 288 с.
6. Сухомлинов И.Я. Разработка и реализация методов расчета холодильных центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 2. С. 25–30.
7. Холодильные машины: Учебник / Под ред. Л.С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2005. 998 с.
8. SCROLL compressor FX-80 for air Conditioner // Technical Review. 1987. Vol. 24. № 3.Р. 233.
9. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. Теплообменные аппараты холодильных установок / Под ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.

REFERENCES

1. **Kalnin I.M., Protsenko V.P., Pustovalov S.B.** Siste-my tsentralizovannogo teplosnabzheniea na baze teplona-sosnykh ustanovok. *Refrigeration technology*. 2011. № 1. S. 20–22. (rus.)
2. **Rey D., Makmaykl D.** Teplovyvye nasosy / Per.s angl. M.: Energoizdat, 1982. 224 s. (rus.)
3. **Kondratyeva Ye.A., Kondratyev A.A., Cergeyev V.V., Simonov A.M.** Vybor parametrov teplovykh nasosov s tsen-trobezhnyimi kompressorami. *Nauchno-tekhnicheskiye ve-domosti SPbGPU*. 2013. № 4 (183). T. 1. S. 128–135. (rus.)
4. **Simonov A.M.** Issledovaniye effektivnosti i opti-malnoye proyektirovaniye vysokonapornykh tsentro-bezhnykh kompressornykh stupeney. *Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU*. SPb.: SPbGPU, 2010. S. 164–187. (rus.)
5. **Chistyakov F.M.** Kholodilnyye turboagregaty. M.: Mashinostroyeniye, 1967. 288 s. (rus.)
6. **Sukhomlinov I.Ya.** Razrabotka i realizatsiya metodov rascheta kholodilnykh tsentrobezhnykh kom-pressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2010. № 2. S. 25– 30. (rus.)
7. Kholodilnyye mashiny: Uchebnik / Pod red. L.S.Timofeyevskogo. SPb.: Politekhnik, 2005. 998 s. (rus.)
8. SCROLL compressor FX-80 for air Conditioner. *Technical Review*. 1987. Vol. 24. № 3. P. 233. (rus.)
9. **Danilova G.N., Bogdanov S.N., Ivanov O.P.** Teplo-obmennyye apparaty kholodilnykh ustanovok / Pod red. G.N. Danilovoy L.: Mashinostroyeniye, 1986. 303 s. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

КОНДРАТЬЕВА Екатерина Алексеевна – ассистент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: kondratyeva.e.a@mail.ru

KONDRATYEVA Ekaterina A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: kondratyeva.e.a@mail.ru

СИМОНОВ Анатолий Михайлович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: simonov-33@mail.ru

SIMONOV Anatolii M. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: simonov-33@mail.ru

СЕРГЕЕВ Виталий Владимирович – доктор технических наук профессор, проректор по научной работе Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: sergeev_vitaly@mail.ru

SERGEEV Vitalii V. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: sergeev_vitaly@mail.ru