



ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ПРОСТОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА С СЕПАРАТОРОМ

Пурдин М.С., Юзюк В.В.

Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

PurdinMS@mpei.ru

Резюме: АКТУАЛЬНОСТЬ исследования заключается в разработке новых методов организации отвода низкопотенциальной теплоты ЦОД, силовой электроники, прочих природных и техногенных источников и получении новых зависимостей для оценки максимального увеличения эффективного коэффициента трансформации теплоты (КТТ) простых двухступенчатых циклов тепловых насосов с сепаратором. ЦЕЛЬ работы заключается в оптимизации режима работы простого двухступенчатого теплового насоса с сепаратором. В рамках цели стоят задачи: предложение способа организации отвода теплоты источников низкопотенциальной теплоты, поиск оптимальных режимов работы простого двухступенчатого теплового насоса, разработка методов оценки увеличения их эффективности на основе физических принципов и основ термодинамики. МЕТОДЫ. Для расчетов термодинамического цикла теплового насоса использована библиотека CoolProp, учтено наличие эффективности компрессоров, для проведения оптимизации введен закон, связывающий долю мощности первой ступени с температурой в сепараторе. Для оценки максимальной эффективности теплового насоса сделано допущение, что фреон в компрессор попадает в виде насыщенного не перегретого пара, а в терморегулирующий вентиль поступает чистый конденсат. РЕЗУЛЬТАТЫ. Представлена общая схема и рассмотрен принцип действия двухступенчатого теплового насоса. На основе термодинамического расчета получены термодинамические и теплотехнические характеристики циклов. Двухступенчатые тепловые насосы имеют более высокий коэффициент трансформации теплоты, чем одноступенчатые. Определен коэффициент относительного увеличения эффективного КТТ для фреонов R410a, R141b, R600a, R134a. Показано, что существование максимума эффективного КТТ объясняется наличием двух эффектов. Выведены функции, основанные на физических закономерностях, определяющие экстремум увеличения КТТ и его положение. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Проведен подробный анализ причин возрастания КТТ относительно одноступенчатого цикла. Полученные зависимости полезны для оценки эффекта от применения двухступенчатого теплового насоса на практике. Разработанная схема теплового насоса может быть применена для отбора низкопотенциальной теплоты в ЦОД, от силовой электроники, грунта и других источников с большей эффективностью, чем одноступенчатый цикл.

Ключевые слова: каскадный тепловой насос; утилизация тепла электроники; коэффициент трансформации теплоты; отопительный коэффициент; оптимизация; термодинамический анализ.

Благодарности: Работа выполнена в НИУ «МЭИ» при поддержке Министерства науки и высшего образования России (гос. задание № FSWF-2026-0012) в части разработки методов организации отвода низкопотенциальной теплоты ЦОД и силовой электроники и Российского научного фонда (проект № 25-19-00781) в части оптимизации режима работы простых двухступенчатых циклов тепловых насосов.

Для цитирования: Пурдин М.С., Юзюк В.В. Оптимизация режима работы простого двухступенчатого теплового насоса с сепаратором // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2026. Т. 28. № 2. С. 198-214. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-2-198-214.

OPTIMIZATION OF THE OPERATION MODE OF A SIMPLE TWO-STEP HEAT PUMP WITH A SEPARATOR

Purdin M.S., Yuzyuk V.V.

National Research University "MPEI", Moscow, Russia

PurdinMS@mpei.ru

Abstract: The RELEVANCE of the research lies in the development of new methods for organizing the removal of low-potential heat from data centers, power electronics and other natural and technological sources, as well as in obtaining new dependencies for assessing the maximum increase in the effective coefficient of performance (COP) of simple two-stage heat pump (HP) cycles with a separator. The GOAL of the work is to optimize the operation of a simple two-stage heat pump with a separator. METHODS. The CoolProp library was used for calculating the thermodynamic cycle of the heat pump and the efficiency of the compressors was taken into account. A law was introduced to optimize the operation of the heat pump, which relates the power fraction of the first stage to the temperature in the separator. To assess the maximum efficiency of the heat pump, it was assumed that the refrigerant enters the compressor as an unsuperheated vapor and pure condensate enters the thermostatic valve. RESULTS. A general scheme is presented and the principle of operation of a two-stage heat pump is discussed. Based on thermodynamic calculations, the thermal performance of the cycles is obtained. The coefficient of relative increase in the effective COP for R410a, R141b, R600a and R134a refrigerants is determined. It is shown that the existence of a maximum in the effective heat transformation coefficient is due to the presence of two effects. Functions based on physical laws are derived that determine the maximum increase in the heat transformation coefficient and its position. CONCLUSION. A detailed analysis of the reasons for the increase in COP relative to a single-stage cycle has been conducted. The obtained dependencies are useful for assessing the effect of using a two-stage heat pump in practice. The developed heat pump scheme can be used to extract low-potential heat from data centers, power electronics, the ground and other sources with greater efficiency than a single-stage cycle.

Keywords: cascade heat pump; electronic waste heat recovery; coefficient of performance; optimization; thermodynamic analysis.

Acknowledgments: The work was carried out at the National Research University "MPEI" with the support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (State Assignment No. FSWF-2026-0012) in terms of developing methods for organizing the removal of low-potential heat from data centers and power electronics and the Russian Science Foundation (Project No. 25-19-00781) in terms of optimizing the operation of simple two-stage heat pump cycles.

For citation: Purdin M.S., Yuzyuk V.V. Optimization of the operation mode of a simple two-step heat pump with a separator. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2026; 28 (2): 198-214. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-2-198-214.

Введение (Introduction)

В последние десятилетия тепловые насосы (ТН) стали важным компонентом в области энергосбережения и климатической техники. При низких температурах окружающей среды грунтовые тепловые насосы сохраняют высокий коэффициент трансформации. В качестве примеров можно привести проекты по теплоснабжению зданий от грунтовых теплообменников, например, в Сиань [1] или Нюрнберге [2]. В первом случае [1] применены три грунтовых теплообменника глубиной 2 км для отопления и вентиляции здания общей площадью 43 048 м². Во втором случае [2] применен массив из 18 скважин глубиной 80 м для отопления здания площадью 1530 м². В последнем случае сбор теплоты проводится на основе теплообмена грунта с окружающей средой [3]. Проектирование теплонасосных систем с грунтовыми теплообменниками – достаточно сложная задача, а методы расчета теплообмена слабо изучены. Проектирование на основе укрупненных показателей или некорректных методик, которые присутствуют в литературе, может привести к результату, отличному от ожиданий. По теплотехническим и экономическим оценкам минимальный КТТ теплонасосной установки должен быть существенно выше $1/\eta_{эс} = 2,5$, где $\eta_{эс} \approx 0,4$ – приближенное среднее значение эффективности выработки электроэнергии на электростанциях. Иначе выгоднее для теплоснабжения использовать классическую систему отопления с источником в виде котла или от тепловой сети. Новые грунтовые теплонасосные установки имеют хорошие показатели (КТТ может достигать 4,0), что связано с высокой инерционностью и тепловой емкостью грунта, но с течением времени показатели значительно ухудшаются из-за выхолаживания и промерзания грунта, а КТТ падает до 2,5. В частности, все эти практические особенности проявляются в

эксперименте [4], где КТТ составил 2,7-2,9. Здесь можно указать на ряд проблем, которые привели к такому результату, например, применение фреона R410a, нагрев его вплоть до 70 °С для отопления, 196 м труб в грунтовом теплообменнике для 13,2 кВт теплового насоса (ожидаемый удельный тепловой поток ≈ 67 Вт/м) и т.д.

Часто теплопередающей способности грунта недостаточно, чтобы получить необходимое количество теплоты на ограниченной площади. Однако известно, что годовые тепловые волны распространяются в грунте на расстояниях до 10-15 м [5], а на расстояниях 5-6 метров фаза колебаний инвертируется. Поэтому грунт можно использовать в качестве аккумулятора теплоты, требуемый объем которого меньше. Существует ряд методов по расчету таких аккумуляторов теплоты [6]. Когда промерзание грунта не может привести к деформации близлежащих фундаментов полезно использовать теплоту фазового перехода [7] для увеличения количества отбираемой из грунта теплоты.

Перспективной областью применения тепловых насосов является использование низкопотенциальной теплоты (НПТ) для широкого спектра источников, от природных до техногенных [8]. Большой интерес представляет, в частности, отвод низкопотенциальной теплоты ЦОД и силовой электроники с температурами от 20 до 60 °С. Большая часть современных ЦОД не утилизирует теплоту, а просто выбрасывает в окружающую среду, применяя при этом холодильные машины. Если опустить экономический эффект от использования электроэнергии, то удельная стоимость единицы тепловой мощности выбрасываемой энергии в 3-4 раза выше, чем себестоимость сжигаемого топлива для получения электроэнергии на электростанциях. Однако холодильные машины ЦОД могут быть легко преобразованы в тепловые насосы, а тепло передано потребителю в близлежащих зданиях. В работе [9] проведено множество расчетов различных вариантов циклов тепловых насосов. Наиболее успешные схемы позволяют утилизировать теплоту ЦОД с температурой 30 °С для системы отопления с температурой 80 °С с КТТ 3,6.

Рассматривается возможность отвода низкопотенциального тепла с температурой от 3 до 25 °С от охлаждаемых узлов ГЭС для теплоснабжения помещений [10]. Целлюлозно-бумажные комбинаты являются крупными источниками низкопотенциальных вторичных тепловых выбросов в окружающую среду. Использование тепловых насосов на таких предприятиях позволяет ощутимо снизить энергопотребление [11].

Термодинамическая эффективность циклов ТН в первую очередь зависит от применяемого рабочего тела. В последние десятилетия активно ведется поиск и анализ свойств различных фреонов. Например, в работе [12] предложена методика сравнения термодинамической эффективности циклов и проанализировано 17 вариантов рабочих тел, как индивидуальных, так и азеотропных смесей. А в работе [13] рассмотрено 27 рабочих тел. В работах [12, 13] выделяют фреоны R134a, R143a, RC318, R290, R600a, R152a/R134a (20/80), R152a, R32, РВ R31-10/R846 (90/10), которые позволяют достичь большого коэффициента трансформации теплоты.

Известно, что воздушные тепловые насосы имеют низкую эффективность на разностях температур между источником и потребителем более 40 °С, поэтому для повышения эффективности нужно использовать их в осенний и весенний периоды, когда начинается и заканчивается отопительный период, а зимой использовать централизованное теплоснабжение или котел. Так в работе [14] предлагается периодически запускать тепловой насос во время отопительного периода, а также отбирать тепло для отопления у конденсаторов холодильных агрегатов в СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках, вместо того, чтобы выбрасывать это тепло в окружающую среду. Такая комбинированная установка показала ощутимый экономический эффект.

Повышения эффективности трансформации теплоты можно достичь применением многоступенчатых схем ТН. Такие тепловые насосы бывают многоконтурными с промежуточными теплообменниками [15, 16] или одноконтурными, когда пары фреона отделяются после каждой ступени и отправляются в компрессор более высокой ступени [17, 18]. В работе [15] предложена простая схема с отдельными контурами ТН, а в [16] подобная схема дополнена тепловым аккумулятором. Ведется поиск фреонов для ступеней каскадных двухконтурных ТН [19] с экономайзерами. КТТ таких установок может достигать 2,1 при повышении от температуры источника 35 °С до температуры потребителя 110 °С.

В [17] впервые предложено объединить контуры теплового насоса в один, что

устраняет возникающие перепады температур на промежуточных теплообменниках, делит расход фреона по ступеням и приводит к росту эффективного КТТ, а в [18] разработана более простая схема, реализующая похожий принцип. Все они позволяют получать два и более температурных уровня теплоносителей или постепенно нагревать один теплоноситель в разных ступенях с большими коэффициентами трансформации теплоты. При этом эффективный КТТ двухступенчатого ТН по схемам [17, 18] как правило больше, чем одноступенчатого в силу того, что не вся тепловая мощность передается на верхний потенциальный уровень сразу, а постепенно, уменьшаясь по ступеням, что сильно снижает мощность компрессоров. В работе [20] получено, что эффективный КТТ может возрасти от 15 % в двухступенчатой установке до 23 % в пятиступенчатой, относительно одноступенчатой, а в [21] получено увеличение эффективного КТТ двухступенчатого цикла на 28,7–38,9 % в зависимости от температуры фреона в испарителе.

В настоящее время активно исследуются различные двухступенчатые схемы тепловых насосов, например, одноконтурные двухступенчатые тепловые насосы с промежуточным экономайзером [22], которые имеют более высокий КТТ при повышении температуры более чем на 40 °С, когда всю теплоту необходимо отдать при фиксированной температуре. По данным [23] в таких установках КТТ может быть увеличен с 2,5 до 2,8 при температуре источника –20 °С и потребителя 52 °С на фреоне R290. В случаях, когда температура источника значительно меняется при отборе теплоты выгодно применять тепловые насосы с двумя и более ступенями испарителей [24]. Некоторого повышения КТТ и снижения выбросов CO₂ можно достичь, охлаждая пары фреона между двумя компрессорами, установленными последовательно [25].

Научная значимость данной работы заключается в расширении знаний о причинах и закономерностях повышения эффективного КТТ двух и многоступенчатых одноконтурных простых тепловых насосов с сепаратором, математическом описании экстремума на зависимости эффективного КТТ простого двухступенчатого теплового насоса с сепаратором от доли мощности первой ступени.

Практическая значимость исследования заключается в количественных оценках коэффициента увеличения эффективного КТТ, предложении метода эффективного отвода низкопотенциальной теплоты ЦОД и силовой электроники.

Постановка задачи и Методы (Problem Statement and Methods)

На рисунке 1 а представлена схема простого двухступенчатого теплового насоса. Она отличается от схем, предлагаемых другими авторами, наличием сепаратора, соединяющего между собой первую и вторую ступени, и отсутствием перегревателей пара и переохладителей конденсата. На рисунке 1 б представлена *T-S* диаграмма цикла двухступенчатого ТН на R600a при КПД компрессоров 60 % и температурах паров: в испарителе – 0 °С, в сепараторе – 30 °С и в конденсаторе второй ступени – 65 °С. Характерной особенностью диаграммы насыщения R600a является наклон линии насыщенного пара, который объясняет меньший перегрев пара за компрессором, а следовательно, меньшие площади конденсаторов и металлоемкость. Основным преимуществом такой схемы является наличие сепаратора вместо промежуточного поверхностного теплообменника, также выполняющего роль смесительного теплообменника, что снижает потерю температурного потенциала при переходе от одной ступени к другой.

Расчеты проведены в математическом пакете, с использованием библиотеки CoolProp. В расчетах принимался термодинамический цикл ТН изображенный на рисунке 1, когда фреон в компрессор попадает в виде насыщенного не перегретого пара, а в терморегулирующий вентиль поступает полностью сконденсированный фреон. Последнее принято для того, чтобы оценить максимальную эффективность теплового насоса на выбранном фреоне.

При расчете рабочих точек после компрессоров учтена эффективность совершения работы η по формулам:

$$h_{2'} = \frac{h_{2s} - (1 - \eta)h_{1'}}{\eta}, \quad (1)$$

$$h_{7'} = \frac{h_{7s} - (1 - \eta)h_{6'}}{\eta}, \quad (2)$$

где h – энтальпия, Дж/кг; индексы 1', 2', 6', 7' относятся к точкам диаграмм на рисунке 1 б, 2S и 7S – после компрессоров (теоретическая, при адиабатном сжатии).

Расчет КТТ первой μ_1 и второй μ_2 ступеней ТН проводится по следующим

формулам:

$$\mu_1 = \frac{h_{2'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (3)$$

$$\mu_2 = \frac{h_{7'} - h_{8'}}{h_{2'} - h_{1'} + h_{7'} - h_{6'}} \quad (4)$$

где индексы 1', 2', 4', 6', 7', 8' относятся к точкам диаграмм на рис. 1б.

Для сопоставления эффективности многоступенчатого теплового насоса с другими следует оценить общий эффективный коэффициент трансформации теплоты, который будет учитывать взвешенную по мощности эффективность каждой ступени.

Коэффициент трансформации теплоты каждой ступени равен $\mu_i = \frac{Q_i}{N_i}$, где Q_i – удельная

полезная теплота i -ой ступени, Дж/кг; N_i – удельная работа компрессоров для i -ой ступени, Дж/кг. А эффективный коэффициент трансформации всей установки

$$\mu_{\text{эф}} = \frac{\sum Q_i}{\sum N_i} = \frac{\sum Q_i}{\sum \frac{Q_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\sum \frac{\gamma_i}{\mu_i}} \quad (5)$$

где γ_i – доля мощности i -ой ступени. Для двухступенчатой установки формула (5) упрощается

$$\mu_{\text{эф}} = \frac{1}{\frac{\gamma}{\mu_1} + \frac{(1-\gamma)}{\mu_2}} \quad (6)$$

где γ – доля мощности первой ступени.

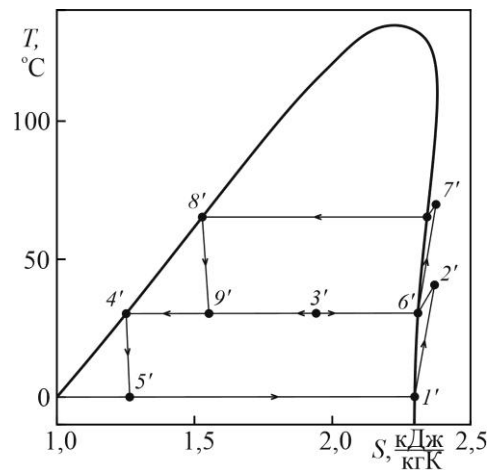
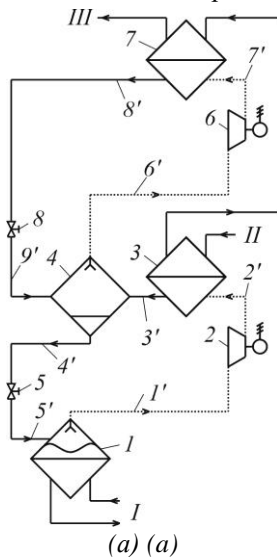


Рис. 1. Схема (а) и T-S диаграмма цикла (б) простого двухступенчатого ТН на фреоне R600a. 1 – испаритель, 2 и 6 – компрессоры первой и второй ступеней, 3 и 7 – конденсаторы первой и второй ступеней, 4 – сепаратор, 5 и 8 – терморегулирующие вентили первой и второй ступеней, I – теплоноситель от источника НПТ, II – подпитка горячего водоснабжения, III – на циркуляцию горячего водоснабжения. 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', 8', 9' – точки, соответствующие схеме.

Fig. 1. Scheme (a) and T-S diagram of the cycle (b) of a simple two-stage HP based on freon R600a. 1 – evaporator, 2 and 6 – compressors of the first and second stages, 3 and 7 – condensers of the first and second stages, 4 – separator, 5 and 8 – thermostatic valves of the first and second stages, I – coolant from a low-potential source, II – the supply of hot water, III – for the circulation of hot water. 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', 8', 9' – points corresponding to the scheme.

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Двух- и многоступенчатую схему выгодно применять, когда требуется постепенный нагрев теплоносителя на перепад температур, сопоставимый с перепадом температур, создаваемый тепловым насосом. Только в этом случае можно значимо нагрузить все ступени тепловой мощностью. Такие перепады температур встречаются, например, при подогреве воды системы отопления от силовой электроники или центров обработки данных (ЦОД), имеющих температуры теплоносителя ≈ 40 °С, до температурного графика 40/90 °С, воды ГВС от низкопотенциальных источников ≈ 0 °С до 70 °С. Учитывая, что удельная теплоемкость многих веществ, в т.ч. воды ХВС, слабо

меняется в температурном интервале работы ТН, принято, что температура в сепараторе связана с долей мощности первой ступени по закону

$$T_c = (T_{k2} - T_{и}) \cdot \gamma + T_{и}, \quad (7)$$

где $T_{и}$, T_{k2} и T_c – температура паров фреона в испарителе, конденсаторе второй ступени и сепараторе. Из формул (6) и (7) следует, что при увеличении доли мощности первой ступени γ увеличивается температура в сепараторе и падает КТТ первой ступени. Имея закон (7) можно провести оптимизацию температуры в сепараторе, для максимизации эффективного КТТ.

Результаты и Обсуждение (Results and Discussions)

На рис. 2 представлены результаты расчетов эффективного КТТ простых двухступенчатых циклов ТН без переохладителей по схеме, представленной на рис. 1, для распространенных и эффективных фреонов R410a, R141b, R600a и R134a при различных η в зависимости от температуры в сепараторе T_c , которая варьировалась от температуры паров фреона в испарителе $T_{и} = 0$ °С до температуры паров фреона в конденсаторе второй ступени $T_{k2} = 70$ °С. При температуре $T_c = 0$ или 70 °С эффективный КТТ двухступенчатого цикла стремится к КТТ одноступенчатого цикла. Из представленных результатов следует, что применение двухступенчатой схемы позволяет значительно повысить эффективный КТТ, что коррелирует с результатами [20, 21].

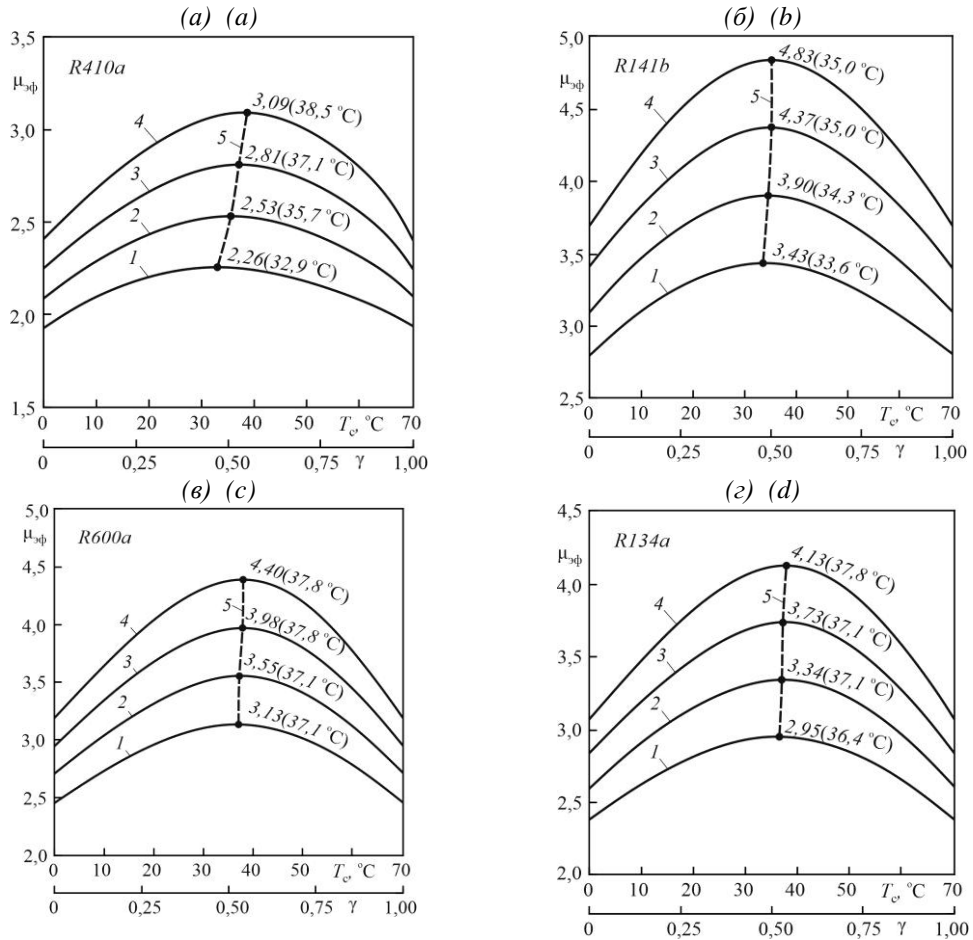


Рис. 2. Зависимости эффективного КТТ простого двухступенчатого ТН от температуры в сепараторе (доли мощности первой ступени). (а) – R410a, (б) – R141b, (в) – R600a, (г) – R134a; 1 – $\eta = 0,6$, 2 – $0,7$, 3 – $0,8$, 4 – $0,9$, 5 – линии максимумов.

Fig. 2. Dependences of the effective COP of a simple two-stage HP on the temperature in the separator (the fraction of the power of the first stage). (a) – R410a, (b) – R141b, (c) – R600a, (d) – R134a; 1 – $\eta = 0.6$, 2 – 0.7 , 3 – 0.8 , 4 – 0.9 , 5 – the maximum lines.

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Максимальное увеличение происходит при больших КПД компрессоров. В таблице 1 представлены термодинамические параметры (P – абсолютное давление, МПа, S – удельная энтропия, кДж/(кг·°C), T – температура, °C, h – удельная энтальпия, кДж/кг,

N_1 и N_2 – удельная работа сжатия компрессоров первой и второй ступеней, кДж/кг, Q_1 и Q_2 – полезная удельная теплота в конденсаторах первой и второй ступеней, кДж/кг) фреона R134a в точках, оптимизированных по зависимости $\mu_{эф}(T_c)$, циклов для $\eta = 0,6$ и $\eta = 0,9$. При переходе от $\eta = 0,6$ к $0,9$ количество удельной теплоты, отбираемой в конденсаторах каждой ступени, уменьшается практически на ту же величину, что и удельная работа сжатия компрессоров каждой ступени, т.е. при уменьшении η тепловой насос все больше приближается по эффективности к обычному электронагревателю, для которого температура в сепараторе не влияет на КТТ. Поэтому при $\eta \rightarrow 0$ экстремум пропадает и оптимизация теряет смысл, а при $\eta \rightarrow 1$ прирост КТТ максимальный относительно одноступенчатого цикла. При $\eta = 0,9$ максимальное увеличение эффективного КТТ произошло для R410a в 1,29 раз, R141b – 1,3, R600a – 1,37, R134a – 1,34. Близкие результаты получены для фреона R600a в работе [21]. Максимум увеличения КТТ наблюдается при $\gamma \approx 0,5$ для рассмотренных фреонов, что связано с двумя эффектами, рассмотренными далее.

Таблица 1

Table 1

Параметры оптимизированных циклов простого двухступенчатого теплового насоса на фреоне R134a при $\eta = 0,6$ и $\eta = 0,9$.

The parameters of optimized cycles of a simple two-stage heat pump based on freon R134a at $\eta = 0.6$ and $\eta = 0.9$.

Режим работы	№	$T, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа} /$ $h, \text{кДж/кг} /$ $S, \text{кДж/(кг}^\circ\text{C)}$	N_1 / Q_1 N_2 / Q_2 , кДж/кг	$\mu_1 / \mu_2 / \mu_{эф}$
I режим $\eta = 0,6$ $T_{и} = 0 ^\circ\text{C}$ $T_c = 36,4 ^\circ\text{C}$ $T_{к2} = 70 ^\circ\text{C}$	1'	0	0,29 / 399 / 1,73	39,7 / 187	4,71 / 2,10 / 2,95
	2'	55,6	0,92 / 438 / 1,78		
	3'	36,4	0,92 / 418 / 1,71 – 0,92 / 251 / 1,17		
	4'	36,4	0,92 / 251 / 1,17		
	5'	0	0,29 / 251 / 1,19		
	6'	36,4	0,92 / 418 / 1,71		
	7'	81,6	2,12 / 445 / 1,74		
	8'	70	2,12 / 304 / 1,33		
	9'	36,4	0,92 / 304 / 1,35		
II режим $\eta = 0,9$ $T_{и} = 0 ^\circ\text{C}$ $T_c = 37,8 ^\circ\text{C}$ $T_{к2} = 70 ^\circ\text{C}$	1'	0	0,29 / 399 / 1,73	27,4 / 173	6,31 / 2,94 / 4,13
	2'	44,6	0,96 / 426 / 1,74		
	3'	37,8	0,96 / 418 / 1,71 – 0,96 / 253 / 1,18		
	4'	37,8	0,96 / 253 / 1,18		
	5'	0	0,29 / 253 / 1,19		
	6'	37,8	0,96 / 418 / 1,71		
	7'	74,8	2,12 / 436 / 1,72		
	8'	70	2,12 / 304 / 1,33		
	9'	37,8	0,96 / 304 / 1,34		

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В таблице 2 представлены термодинамические параметры фреона R134a в точках цикла для $\eta = 0,9$ при $T_c = 10 ^\circ\text{C}$, $20 ^\circ\text{C}$, $50 ^\circ\text{C}$, $60 ^\circ\text{C}$, а в табл. 1 при $T_c = 37,8 ^\circ\text{C}$. Провести строгий общий анализ затруднительно в силу того, что положение точки 3' перемещается и удельная энтальпия, отбираемая в конденсаторе первой ступени, меняется вместе с расходом фреона в первой ступени. Однако, сравнивая эти режимы можно заметить, что сумма удельной работы компрессоров первой и второй ступеней почти не меняется и составляют ≈ 45 кДж/кг (см. рис. 3а). Есть только небольшое уменьшение этой суммы, когда перегревы фреона в среднем минимальны и увеличение энтропии минимально, но это не объясняет столь сильный рост КТТ. Удельная работа компрессоров меняется с долей мощности первой ступени почти линейно (если у первой ступени увеличивается, то у второй – уменьшается). Учитывая это и то, что теплота

фазового перехода слабо меняется от температуры, можно сделать допущение, что доля расхода фреона в первой ступени будет близка к доле мощности, а значит можно приближенно оценить взвешенную по мощности (вместо расхода) удельную работу компрессоров по простой формуле

$$N_{1-2} = \gamma N_1 + (1-\gamma)(N_1 + N_2) = N_1 + (1-\gamma)N_2. \quad (8)$$

На рисунке 3а представлена диаграмма с составляющими суммарной удельной работы. Зависимости N_1 и N_2 от доли мощности первой ступени действительно почти линейные. Однако произведение $(1-\gamma)N_2$ изгибается вниз, т.к. расход фреона через второй компрессор снижается с увеличением γ , что приводит к появлению минимума N_{1-2} . Увеличение КТТ возникает от того, что полное сжатие происходит только для второй доли фреона, которая направляется в компрессор второй ступени, а первая доля требует значительно меньшего сжатия.

Так как сумма $(N_1 + N_2)$ слабо меняется, то полезно проанализировать изменение составляющих суммарной удельной работы относительно нее. На рисунке 3б представлены эти относительные составляющие (кривые 6-9 на рис. 3б). Их можно приближенно описать простыми математическими зависимостями, опираясь на физические принципы. Почти линейное изменение относительной удельной работы компрессоров приближенно описывается линейными функциями (кривые 10-11 на рис. 3б):

$$\frac{N_1}{N_1 + N_2} \approx \gamma \text{ и } \frac{N_2}{N_1 + N_2} \approx 1 - \gamma.$$

Относительные составляющие суммарной удельной работы (8) легко преобразовать в функции (кривые 12-13 на рис. 3б):

$$\frac{(1-\gamma)N_2}{N_1 + N_2} \approx (1-\gamma)^2 \text{ и } \frac{N_{1-2}}{N_1 + N_2} \approx \gamma + (1-\gamma)^2.$$

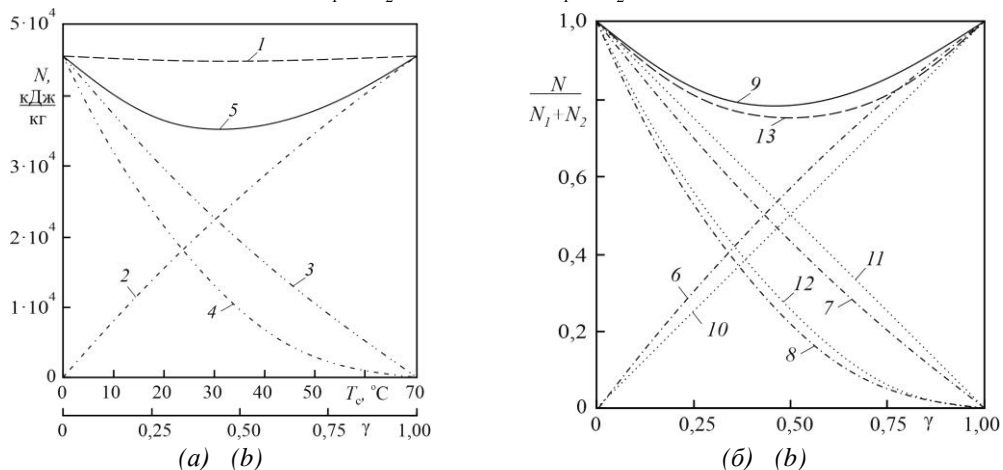


Рис. 3. Зависимости составляющих суммарной удельной работы от температуры в сепараторе (доли мощности первой ступени) для R134a при $\eta = 0,9$. (а) – абсолютные величины, (б) – относительные.

Fig. 3. Dependences of the components of the total specific work on the temperature in the separator (the fraction of the power of the first stage) for R134a at $\eta = 0.9$. (a) – absolute values, (b) – relative values.

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В результате получены качественно и по физическому смыслу подобные зависимости, на основе которых можно сделать вывод, что суммарная удельная работа в первую очередь зависит от γ . У функции $f_N(\gamma) = \gamma + (1-\gamma)^2$ есть единственный экстремум $f_N(0,5) = 0,75$. Откуда следует, что наибольшего уменьшения суммарной удельной работы можно достичь, когда $\gamma = 0,5$. При этом, полагая, что теплота фазового перехода велика и меняется слабо, то максимальное увеличение КТТ в двухступенчатых

циклах может быть не более $\frac{1}{0,75} = 1\frac{1}{3}$, что согласуется с ранее рассчитанными величинами. Однако полученные расчетным путем коэффициенты увеличения КТТ, например, для R600a – 1,37 и R134a – 1,34, несколько превышают 1,33. Это связано со вторым эффектом, возникающим при работе двухступенчатого теплового насоса.

Параметры неоптимизированных циклов простого двухступенчатого теплового насоса на фреоне R134a при $\eta = 0,9$

The parameters of the unoptimized cycles of a simple two-stage heat pump based on freon R134a at $\eta = 0.9$

Режим работы	№	$T, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа} /$ $h, \text{кДж/кг} /$ $S, \text{кДж/(кг}^\circ\text{C)}$	N_1 / Q_1 N_2 / Q_2 , кДж/кг	$\mu_1 / \mu_2 / \mu_{\text{эф}}$	
I режим $\eta = 0,9$ $T_{\text{H}} = 0 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{C}} = 10 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{K2}} = 70 ^\circ\text{C}$	1'	0	0,29 / 399 / 1,73	7,92 / 193	24,4 / 3,04 / 3,48	
	2'	12,3	0,41 / 407 / 1,73			
	3'	10	0,41 / 404 / 1,72			
		–	0,41 / 214 / 1,05			
	4'	10	0,41 / 214 / 1,05			
	5'	0	0,29 / 214 / 1,05			
	6'	10	0,41 / 404 / 1,72			37,2 / 137
	7'	78,7	2,12 / 442 / 1,73			
	8'	70	2,12 / 304 / 1,33			
9'	10	0,41 / 304 / 1,37				
II режим $\eta = 0,9$ $T_{\text{H}} = 0 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{C}} = 20 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{K2}} = 70 ^\circ\text{C}$	1'	0	0,29 / 399 / 1,73	15,3 / 187	12,2 / 3,00 / 3,83	
	2'	24,2	0,57 / 414 / 1,73			
	3'	20	0,57 / 410 / 1,72			
		–	0,57 / 227 / 1,10			
	4'	20	0,57 / 227 / 1,10			
	5'	0	0,29 / 227 / 1,10			
	6'	20	0,57 / 410 / 1,72			29,6 / 135
	7'	77,2	2,12 / 439 / 1,73			
	8'	70	2,12 / 304 / 1,33			
9'	20	0,57 / 304 / 1,36				
III режим $\eta = 0,9$ $T_{\text{H}} = 0 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{C}} = 50 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{K2}} = 70 ^\circ\text{C}$	1'	0	0,29 / 399 / 1,73	34,8 / 162	4,65 / 2,87 / 3,95	
	2'	58,3	1,32 / 433 / 1,74			
	3'	50	1,32 / 423 / 1,71			
		–	1,32 / 272 / 1,24			
	4'	50	1,32 / 272 / 1,24			
	5'	0	0,29 / 272 / 1,26			
	6'	50	1,32 / 423 / 1,71			10,3 / 129
	7'	73,3	2,12 / 434 / 1,71			
	8'	70	2,12 / 304 / 1,33			
9'	50	1,32 / 304 / 1,34				
IV режим $\eta = 0,9$ $T_{\text{H}} = 0 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{C}} = 60 ^\circ\text{C}$ $T_{\text{K2}} = 70 ^\circ\text{C}$	1'	0	0,29 / 399 / 1,73	40,4 / 152	3,75 / 2,81 / 3,58	
	2'	69,4	1,68 / 439 / 1,74			
	3'	60	1,68 / 427 / 1,70			
		–	1,68 / 288 / 1,28			
	4'	60	1,68 / 288 / 1,28			
	5'	0	0,29 / 288 / 1,32			
	6'	60	1,68 / 427 / 1,70			4,85 / 127
	7'	71,8	2,12 / 431 / 1,70			
	8'	70	2,12 / 304 / 1,33			
9'	60	1,68 / 304 / 1,34				

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

$$1 - N_1 + N_2, 2 - N_1, 3 - N_2, 4 - (1-\gamma)N_2, 5 - N_{1-2}, 6 - \frac{N_1}{N_1 + N_2}, 7 - \frac{N_2}{N_1 + N_2}, 8 - \frac{(1-\gamma)N_2}{N_1 + N_2},$$

$$9 - \frac{N_{1-2}}{N_1 + N_2}, 10 - \gamma, 11 - (1-\gamma), 12 - (1-\gamma)^2, 13 - (\gamma + (1-\gamma)^2).$$

Второй эффект связан с изменением теплоты фазового перехода. По тому же принципу, что и для удельной работы компрессоров, для упрощения анализа можно ввести допущение, что доли суммарной отводимой полезной теплоты охлаждения и конденсации паров фреона в конденсаторах практически пропорциональны долям расхода фреона и долям мощности ступеней. Поэтому суммарную взвешенную по мощности (вместо расхода) удельную теплоту, передаваемую в конденсаторах, можно приближенно оценить по формуле

$$Q_{1-2} = \gamma Q_1 + (1-\gamma)Q_2 = Q_2 + \gamma(Q_1 - Q_2). \quad (9)$$

На рисунке 4 представлена диаграмма с составляющими суммарной полезной удельной теплоты. Зависимости Q_1 и Q_2 от доли мощности первой ступени уменьшаются в соответствии с термодинамическими свойствами фреона. Уменьшение Q_1 и Q_2 связано с уменьшением перегрева, а для Q_1 также с тем, что теплота фазового перехода уменьшается с приближением к критической точке, поэтому наклон у линии Q_1 больше, чем у Q_2 . Слабое и почти линейное убывание Q_2 приводит к тому, что произведение $(1-\gamma)Q_2$ также почти строго линейное, а убывающее Q_1 при линейно растущей γ приводит к тому, что произведение γQ_1 изгибается вверх, т.к. доля расхода фреона в первой ступени растет, а удельная отводимая теплота в конденсаторе первой ступени больше, чем во второй, что приводит к появлению максимума Q_{1-2} . Этот дополнительный эффект приводит к тому, что повышать температуру в сепараторе высоко не выгодно и есть максимум на кривой $Q_{1-2}(\gamma)$. Причина наличия максимума заключается в том, что с одной стороны выгодно держать температуру сепаратора низкой, чтобы полезная удельная теплота первого конденсатора была максимальна, но с другой стороны доля мощности падает при снижении температуры в сепараторе. Поэтому существует оптимальная температура в сепараторе, когда средневзвешенная по мощности удельная теплота конденсаторов максимальна.

Q_2 меняется слабо, что связано с низкой теплоемкостью перегретых паров фреона и высокой теплотой фазового перехода. Кроме того, в формуле (9) Q_2 оказывает сильное влияние только при $\gamma \rightarrow 0$, а при $\gamma \rightarrow 1$ $Q_1 \rightarrow Q_2$, так как цикл снова вырождается в одноступенчатый. Поэтому величину $Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}$ следует принять за константу, относительно которой анализируются все составляющие суммарной полезной удельной теплоты, подобно тому, как это сделано для удельной работы. Почти линейное изменение относительной полезной удельной теплоты конденсатора первой ступени приближенно описывается функцией (кривые 6 и 11 на рис. 4б):

$$\frac{Q_1}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}} \approx (1-\gamma)(\sigma-1)+1, \text{ где } \sigma = \frac{Q_1|_{\gamma \rightarrow 0}}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}}.$$

Пренебрегая слабым изменением Q_2 , относительные составляющие суммарной полезной удельной теплоты (8) легко преобразовать в функции (кривые 8-9 и 12-13 на рис. 4б):

$$\gamma \frac{Q_1}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}} \approx \gamma((1-\gamma)(\sigma-1)+1) \text{ и } (1-\gamma) \frac{Q_2}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}} \approx (1-\gamma).$$

Объединяя выведенные составляющие в общую формулу относительной суммарной полезной удельной теплоты получим:

$$\frac{Q_{1-2}}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}} \approx \gamma((1-\gamma)(\sigma-1)+1) + (1-\gamma) = 1 + \gamma(1-\gamma)(\sigma-1).$$

Получены качественно и по физическому смыслу подобные зависимости, на основе которых можно сделать вывод, что суммарная полезная удельная теплота в первую очередь зависит от γ и σ . Из формулы видно, что относительная добавка к полезной теплоте составляет $f_Q(\gamma) = \gamma(1-\gamma)(\sigma-1)$. σ является константой для выбранных фреона, диапазона температур и эффективности компрессора. Относительная добавка имеет единственный максимум в точке $\gamma = 0,5$ $f_Q(0,5) = 0,25(\sigma-1)$. Для R134a и $\eta = 0,9$ $\sigma = 1,421$, поэтому максимальная добавка к полезной удельной теплоте обусловленная этим эффектом составляет 10,5 %.

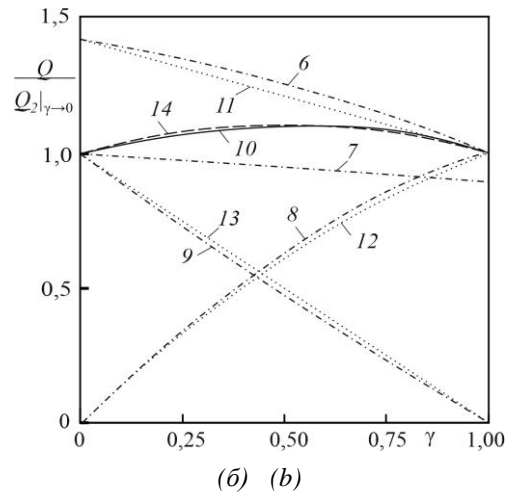
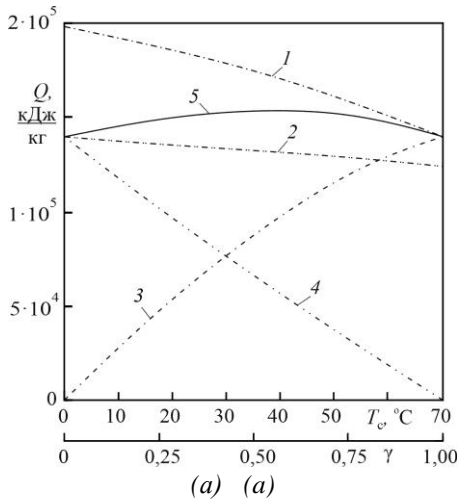


Рис. 4. Зависимости составляющих суммарной удельной полезной теплоты от температуры в сепараторе (доли мощности первой ступени) для R134a при $\eta = 0,9$. (а) – абсолютные величины, (б) – относительные.

Fig. 4. Dependences of the components of the total specific useful heat on the temperature in the separator (the fraction of the power of the first stage) for R134a at $\eta = 0.9$. (a) – absolute values, (b) – relative values.

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

$$\begin{aligned}
 &1 - Q_1, 2 - Q_2, 3 - \gamma Q_1, 4 - (1-\gamma)Q_2, 5 - Q_{1-2}, 6 - \frac{Q_1}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}}, 7 - \frac{Q_2}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}}, 8 - \gamma \frac{Q_1}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}}, 9 - \\
 &(1-\gamma) \frac{Q_2}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}}, 10 - \frac{Q_{1-2}}{Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}}, 11 - ((1-\gamma)(\sigma-1)+1), 12 - (\gamma((1-\gamma)(\sigma-1)+1)), \\
 &13 - (1-\gamma), 14 - (1+\gamma(1-\gamma)(\sigma-1)).
 \end{aligned}$$

Совместное влияние описанных двух экстремумов дает максимум КТТ, который, в силу слабого изменения теплоты фазового перехода и слабого влияния перегревов, находится вблизи $\gamma \approx 0,5$. При сильном изменении удельной теплоты в конденсаторах от температуры в сепараторе или кривизны границ области насыщения паров фреона положение экстремума должно сдвигаться. Так происходит, например, для R410a, что видно на рис. 2а и вызвано близостью к критической точке.

Отношением полученных Q_{1-2} к N_{1-2} можно определить приближенную оценку эффективного КТТ. На рис. 5 построены зависимости этой оценки (кривая 2) и расчетного по термодинамическим свойствам значения эффективного КТТ (кривая 1). В силу введенного допущения, что доля мощности первой ступени равна доле расхода фреона, имеется некоторое отклонение. Однако близость результата подтверждает верность общего анализа. Приближенная оценка дает увеличение КТТ двухступенчатого цикла в 1,42 раза с оптимальной температурой паров фреона в сепараторе 34 °С, а из точного расчета получено увеличение в 1,34 раза при температуре 37,8 °С. Приближенные оценки можно искать еще проще, если вместо формул Q_{1-2} и N_{1-2} использовать линеаризованные функции в отношении

$$\mu_{эф} = \frac{1 + f_Q(\gamma)}{f_N(\gamma)} \mu|_{\gamma \rightarrow 0} = \frac{1 + \gamma(1-\gamma)(\sigma-1)}{\gamma + (1-\gamma)^2} \mu|_{\gamma \rightarrow 0}. \quad (10)$$

Для использования формулы (10) достаточно иметь γ , σ и $\mu|_{\gamma \rightarrow 0}$ – КТТ одноступенчатого цикла. По формуле (10) построена кривая 3 на рис. 5. Эту оценку можно считать наивысшей, т.к. она учитывает оба эффекта двухступенчатого цикла в максимальном проявлении. Но для быстрых расчетов более близкие к реальным результатам можно получать, если заменить σ на $\sigma' = \frac{Q_1|_{\gamma \rightarrow 0} + Q_1|_{\gamma \rightarrow 1}}{2Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}} = \frac{Q_1|_{\gamma \rightarrow 0} + Q_2|_{\gamma \rightarrow 1}}{2Q_2|_{\gamma \rightarrow 0}}$,

осреднив тепловыделения в конденсаторе первой ступени, что справедливо, т.к. максимум функции (10) расположен в $\gamma = 0,5$. Тогда максимум функции будет ближе к действительному (см. кривую 4 на рис. 5). Коэффициент максимального увеличения КТТ легко выразить из (10). Он равен $\frac{1}{3} + \frac{1}{3}(\sigma'-1)$ при $\gamma = 0,5$, где левая часть суммы

возникает из-за первого эффекта, а правая – из-за второго. Как видно из рисунка 5, на практике увеличение КТТ будет всегда меньше проведенных оценок.

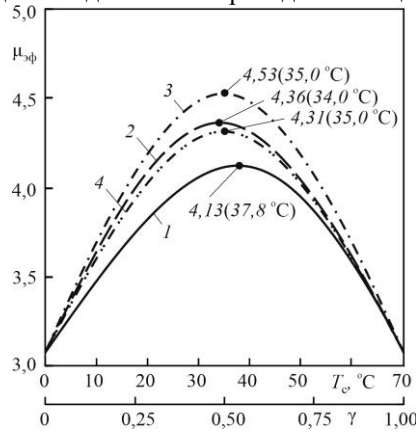


Рис. 5. Зависимости эффективного КТТ простого двухступенчатого ТН от температуры в сепараторе (доли мощности первой ступени) для R134a при $\eta = 0,9$. 1 – расчет по термодинамическим свойствам, 2, 3 и 4 – приближенные расчеты с допущениями.

Fig. 5. Dependences of the effective COP of a simple two-stage HP on the temperature in the separator (the fraction of the power of the first stage) for R134a at $\eta = 0.9$. 1 – calculation by thermodynamic properties, 2, 3 and 4 – approximate calculations with assumptions.

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Термодинамический анализ

Интересно проанализировать увеличение КТТ (отопительного коэффициента) теоретических двух и многоступенчатых обратных циклов Карно относительно одноступенчатого. Как известно, КТТ каждой ступени в таком случае определяется по формуле:

$$\mu_i = \frac{T_{Ki}}{T_{Ki} - T_{Hi}} = \frac{1}{1 - \vartheta_i}, \tag{11}$$

где T_{Ki} и T_{Hi} – температура насыщения паров фреона в конденсаторе i -й ступени и в испарителе, К, $\vartheta_i = \frac{T_{Hi}}{T_{Ki}}$ – относительная температура паров фреона в испарителе.

Отсюда следует, что эффективный КТТ двухступенчатой установки

$$\mu_{\text{эф}} = \frac{1}{\frac{\gamma}{\mu_1} + \frac{(1-\gamma)}{\mu_2}} = \frac{1}{\gamma(1-\vartheta_1) + (1-\gamma)(1-\vartheta_2)}. \tag{12}$$

Здесь для рассмотренных ранее условий ($T_{Hi} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ и $T_{K2} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$) и учитывая, что ϑ_1 и ϑ_2 связаны через γ по формуле (7), то $\vartheta_2 = \frac{273}{343} = 0,796$,

$$\vartheta_1 = \frac{1}{\gamma/\vartheta_2 + 1 - \gamma} \in [0,796; 1,0]. \tag{13}$$

А формулу (12) можно преобразовать к виду

$$\mu_{\text{эф}} = \frac{1}{\gamma - \frac{1}{1/\vartheta_2 + 1/\gamma - 1} + (1-\gamma)(1-\vartheta_2)} = \frac{\gamma - \frac{\vartheta_2}{(\vartheta_2 - 1)}}{(\vartheta_2(\gamma - 1)^2 + \gamma)}. \tag{14}$$

Экстремум (14) нетрудно выразить в виде формулы

$$\gamma_{\text{max}}(\vartheta_2) = \frac{\vartheta_2 - \sqrt{\vartheta_2}}{\vartheta_2 - 1}. \tag{15}$$

Для $\vartheta_2 = 0,796$ получим положение экстремума $\gamma_{\text{max}} = 0,472$, при этом $\mu_{\text{эф}} = 6,30$. Т.е. при $T_{Hi} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ и $T_{K2} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ максимальный КТТ двухступенчатого обратного цикла Карно будет наблюдаться при $T_{K1} = 33,0 \text{ }^\circ\text{C}$. На рисунке 6 изображены зависимости относительного увеличения КТТ, расчетного по термодинамическим свойствам значения эффективного КТТ для R134a при $\eta = 0,9$ (кривая 1), найденного по формуле (10) с σ' (кривая 2) и полученного по формуле (14) для $\vartheta_2 = 0,796$ (кривая 3). По формуле (11)

для одноступенчатого цикла $\mu = 4,902$, а по формуле (14) в максимуме увеличение произошло в 1,29 раз. Анализ по обратному циклу Карно не учитывает увеличения КТТ за счет изменения теплоты Q_1 (второго эффекта) поэтому меньше, чем получено в расчете для R134a. Из формулы (15) следует, что всегда выполняется условие $\gamma_{\max} < 0,5$.

Из (14) и (15) можно вывести величину максимума эффективного КТТ двухступенчатой установки

$$\mu_{\text{эфмакс}} = \frac{(1 + \sqrt{\vartheta_2})^2}{(1 + 2\sqrt{\vartheta_2})(1 - \vartheta_2)} \quad (16)$$

и коэффициента относительного увеличения эффективного КТТ

$$\psi = \frac{\mu_{\text{эфмакс}}}{\mu|_{\gamma \rightarrow 0}} = \frac{(1 + \sqrt{\vartheta_2})^2}{1 + 2\sqrt{\vartheta_2}}, \quad (17)$$

а исходя из (17) относительное увеличение составляет

$$\psi - 1 = \frac{\vartheta_2}{1 + 2\sqrt{\vartheta_2}}. \quad (18)$$

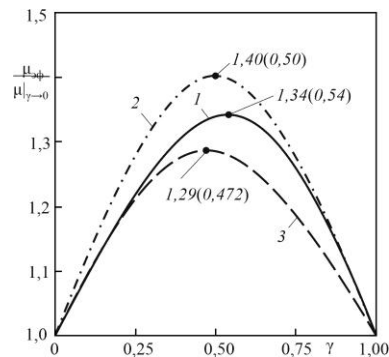


Рис. 6. Зависимости коэффициента увеличения эффективного КТТ простого двухступенчатого ТН от доли мощности первой ступени. 1 – для R134a при $\eta = 0,9$, 2 – по формуле (10) с σ' , 3 – по формуле (14).

Fig. 6. Dependences of the coefficient of increase of the effective COP of a simple two-stage HP on the power fraction of the first stage. 1 – for R134a at $\eta = 0.9$, 2 – according to formula (10) with σ' , 3 – according to formula (14).

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

На рисунке 7 представлены зависимости (15) и (18) от ϑ_2 . На практике тепловые насосы работают с $\vartheta_2 \geq 0,75$, поэтому для большинства случаев оптимальные $\gamma_{\max} \in [0,46; 0,5]$ и $(\psi - 1) \in [0,275; 0,333]$.

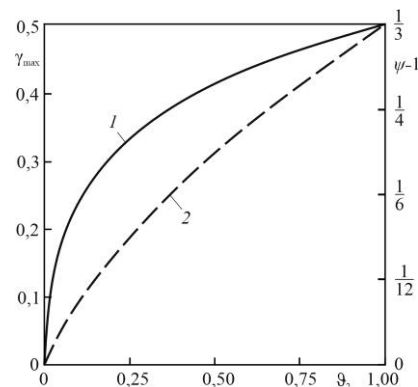


Рис. 7. Зависимости доли мощности (1) и максимума относительного увеличения эффективного КТТ (2) от относительной температуры паров фреона в испарителе для второй ступени.

Fig. 7. Dependences of the power fraction (1) and the maximum relative increase in the effective COP (2) on the relative temperature of the freon vapor in the evaporator for the second stage.

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Заключение (Conclusions)

В работе рассмотрены основные особенности работы простого двухступенчатого теплового насоса с сепаратором и получены следующие результаты.

1. На примере расчетов термодинамических циклов на фреонах R410a, R141b, R600a, R134a показано, что существует оптимальная температура в сепараторе в зависимости от доли мощности первой ступени. При КПД компрессора 0,9, температуре фреона в испарителе 0 °С и в конденсаторе второй ступени 70 °С максимальное увеличение эффективного КТТ относительно одноступенчатого цикла происходит для R410a в 1,29 раз, R141b – 1,3, R600a – 1,37, R134a – 1,34.

2. Существование максимума эффективного КТТ объясняется наличием двух эффектов. Первый заключается в том, что полное сжатие происходит только для второй доли фреона, которая направляется в компрессор второй ступени, а первая доля требует значительно меньшей удельной работы сжатия. Вторым эффектом связан с изменением теплоты фазового перехода при изменении температуры в конденсаторе первой ступени. Он заключается в том, что с одной стороны выгодно снижать температуру фреона в сепараторе, чтобы полезная удельная теплота первого конденсатора была максимальной, но с другой стороны доля мощности первого конденсатора падает при снижении температуры в сепараторе. Поэтому существует оптимальная температура в сепараторе, когда средняя взвешенная по мощности удельная теплота конденсаторов максимальна.

3. Проведена оценка коэффициента максимального увеличения КТТ $\left(1\frac{1}{3} + \frac{1}{3}(\sigma' - 1)\right)$ при $\gamma = 0,5$, где левая часть суммы возникает из-за первого эффекта, а правая – из-за второго.

4. Проведен теоретический термодинамический анализ для оценки максимального коэффициента увеличения эффективного КТТ, которая составила $1\frac{1}{3}$, для случая, когда абсолютные температуры в испарителе и конденсаторе второй ступени близки и полезная удельная теплота, отдаваемая в конденсаторах, не меняется от режима работы теплового насоса.

5. На основе всех рассмотренных подходов выведены несколько простых зависимостей, позволяющих оценить эффективный КТТ и степень его увеличения в зависимости от исходных параметров для простого двухступенчатого теплового насоса, а также оптимальное соотношение долей мощности.

Литература

1. Wang Z. et. al. Field test and numerical investigation on the heat transfer characteristics and optimal design of the heat exchangers of a deep borehole ground source heat pump system // *Energy Conversion and Management*, 2017. Vol. 153, P. 603-615. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.10.038.

2. Luo J. et. al. Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany // *Geothermics*, 2015. Vol. 53. P. 57-66. DOI: 10.1016/j.geothermics.2014.04.004.

3. Пурдин М.С., Магомедова Р. "Тепловые притоки и потери в грунтовых теплообменниках и аккумуляторах теплоты" // Сб. тр. Межд. науч.-техн. конф. СПРЭТТ (XXII Бенардосовские чтения), Иваново, 2023 г. с. 234-236.

4. Sokolov I.S., Ryzhenkov A.V. et al. Experimental study of performance of building heating system based on HPS and equipped with thermal potential recovery system and heat load prediction // *Energy and Buildings*. 2024. V. 324. P. 114862. DOI: 10.1016/j.enbuild.2024.114862.

5. Ведрученко В.Р., Алимбаев А.А., Кадцын И.И. и др. Актуальность использования грунтовых теплотрансформаторов в Сибири // *Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и технологии*. 2024. Т. 17, № 7. С. 863-877.

6. Пурдин М.С., Гаряев А.Б. Исследование тепловых характеристик твердого изолированного цилиндрического аккумулятора теплоты // *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика*, 2023. Т. 23. № 2. С. 73-82. DOI: 10.14529/power230207.

7. Пурдин М.С. Метод численного моделирования теплообмена в аккумуляторах теплоты с множеством фаз и свободным перемещением фазовых границ // *ЭТИП: труды X Межд. школы-семинара молодых ученых и специалистов, Москва, 2020. С. 77-81.*

8. Гаряев А.Б., Клименко А.В., Клименко В.В. и др. Методические вопросы и

перспективные направления использования низкопотенциальных источников тепла // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2025. № 5. С. 19-46. DOI: 10.7868/S3034649525050024.

9. Wang P. et al. District heating utilizing waste heat of a data center: High-temperature heat pumps // Energy and Buildings. 2024. Vol. 315. P. 114327. DOI: 10.1016/j.enbuild.2024.114327.

10. Юрковская В.Д., Латушкина С.В. Проект использования низкопотенциальных источников энергии на Братской ГЭС // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2022. Т. 24, № 5. С. 13-22. DOI: 10.30724/1998-9903-2022-24-5-13-22.

11. Калинина М.В., Плотникова Л.В. Система комплексной рекуперации низкопотенциальной вторичной энергии в теплотехнологической схеме целлюлозно-бумажного производства // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2025. Т. 27, № 5. С. 182-194. DOI: 10.30724/1998-9903-2025-27-5-182-194.

12. Сухих А.А., Антаненкова И.С. Методика сравнения термодинамической эффективности циклов холодильных и теплонасосных установок // Вестник Межд. академии холода, 2012. № 4. С. 21-25.

13. Сухих А.А., Антаненкова И.С. Термодинамическая эффективность теплонасосных установок // Вестник Межд. академии холода, 2013. № 1. С. 43-47.

14. Кондрашов А.В., Тринченко А.А. Система утилизации теплоты конденсации тепловых машин // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2023. Т. 25, № 6. С. 67-77. DOI: 10.30724/1998-9903-2023-25-6-67-77.

15. Коначина И. А. Применение тепловых насосов каскадного типа в утилизационных системах теплоснабжения нефтехимических производств // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2003. № 11-12. С. 9-23.

16. Паршуков В.И., Ефимов Н.Н., Безуглов Р.В. и др. Каскадная теплонасосная установка с промежуточной аккумуляцией теплоты // Патент на полезную модель № 183519. 25.09.2018. Бюл. № 27. Доступно по: <https://www.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=74608bd1a9e9c568ae763240ba9b5323>. Ссылка активна на 19 февраля 2026.

17. Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Силин А.В. Многоступенчатая теплонасосная установка. Патент РФ на изобретение № 2705696. 11.11.2019. Бюл. № 32. Доступно по: <https://www.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=6bcfa38fc175ebba300e442437b9b042>. Ссылка активна на 19 февраля 2026.

18. Purdin M.S., Yuzyuk V.V. Investigation of the Efficiency of a Two-Stage Isobutane Heat Pump // Technical Physics. 2024. Vol. 69, No. 9. P. 2472-2481. DOI: 10.1134/S1063784224700786.

19. Mota-Babiloni A. et al. Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact // International Journal of Refrigeration. 2020. Vol. 111. P. 147-158. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.016.

20. Антипов Ю.А., Шаталова И.И., Шкарин К.В. и др. Особенности моделирования высокоэффективной многоступенчатой пароконденсационной теплонасосной установки // Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 22. №4. С. 339-347. DOI: 10.22363/2312-8143-2021-22-4-339-347.

21. Kosoi A.S., Antipov Y.A., Shkarin K.V. et al. A multistage heat pump unit model for reducing energy consumption of space heating at low ambient temperatures // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2021. V. 1100. №. 1. P. 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/1100/1/012045.

22. Jiang S. et al. A general model for two-stage vapor compression heat pump systems // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 51. P. 88-102. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.12.005.

23. Qiu K., Thomas M. Assessment of the performance of ultralow-GWP refrigerants in a two-stage heat pump system using simulation and MCMD // Environmental Progress & Sustainable Energy. 2025. P. e70132. DOI: 10.1002/ep.70132.

24. Cao X. et al. Performance analysis of an ejector-assisted two-stage evaporation single-stage vapor-compression cycle // Applied Thermal Engineering. 2022. Vol. 205. P. 118005. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.118005.

25. Yahya M., Rachman A., Hasibuan R. Performance analysis of solar-biomass hybrid heat pump batch-type horizontal fluidized bed dryer using multi-stage heat exchanger for paddy drying // Energy. 2022. Vol. 254. P. 124294. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124294.

Авторы публикации

Пурдин Михаил Сергеевич – канд. техн. наук, доцент, ведущий научный сотрудник кафедры Теплообменных процессов и установок ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ». *ORCID*: <http://orcid.org/0000-0002-5601-4845>. *E-mail*: PurdinMS@mpei.ru.

Юзюк Вадим Валерьевич – младший научный сотрудник кафедры Теплообменных процессов и установок ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ». *E-mail*: YuziukVV@mpei.ru.

References

1. Wang Z. et. al. Field test and numerical investigation on the heat transfer characteristics and optimal design of the heat exchangers of a deep borehole ground source heat pump system. *Energy Conversion and Management*. 2017; 153: 603-615. doi: 10.1016/j.enconman.2017.10.038.
2. Luo J. et. al. Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics*. 2015; 53: 57-66. doi: 10.1016/j.geothermics.2014.04.004.
3. Purdin M.S., Magomedova R. Teplovye pritoki i poteri v gruntovykh teploobmennikakh i akkumulyatorakh teploty. *Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya SPREHTT (XXII Benardosovskie chteniya)*, Ivanovo, 2023, pp. 234-236. (In Russ).
4. Sokolov I.S., Ryzhenkov A.V. et al. Experimental study of performance of building heating system based on HPS and equipped with thermal potential recovery system and heat load prediction. *Energy and Buildings*. 2024; 324: 114862. doi: 10.1016/j.enbuild.2024.114862.
5. Vedruchenko V.R., Alimbaev A.A., Kadtsyn I.I. et al. Aktual'nost' ispol'zovaniya gruntovykh teplotransformatorov v Sibiri. *Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta. Seriya: Tekhnika i tekhnologii*. 2024; 17(7): 863-877. (In Russ).
6. Purdin M.S., Garyaev A.B. Study of thermal characteristics of a solid insulated cylindrical heat accumulator. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*. 2023; 23(2): 73-82. DOI: 10.14529/power230207. (In Russ).
7. Purdin M.S. Metod chislennogo modelirovaniya teploobmena v akkumulyatorakh teploty s mnozhestvom faz i svobodnym peremeshcheniem fazovykh granits. *EHTIP: trudy X Mezhd. shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov, Moscow*, 2020; pp. 77-81. (In Russ).
8. Garyaev A. B. et al. Methodological issues and prospective directions of using low-potential heat sources. *Izvestiâ Akademii nauk SSSR. Énergetika*. 2025; 5: 19-46. doi: 10.7868/S3034649525050024. (In Russ).
9. Wang P. et al. District heating utilizing waste heat of a data center: High-temperature heat pumps. *Energy and Buildings*. 2024; 315: 114327. doi: 10.1016/j.enbuild.2024.114327.
10. Yurovskaya, V.D., Latushkina, S.V. Project of using low-potential energy sources at the Bratsk hydro power plant. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2022; 24(5), 13-22. doi: 10.30724/1998-9903-2022-24-5-13-22. (In Russ).
11. Kalinina M.V., Plotnikova L.V. The system of complex recovery of low-potential secondary energy in the thermal technology scheme of pulp and paper production. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2025; 27(5): 182-194. (In Russ).
12. Sukhikh A.A., Antanenkova I.S. Metodika sravneniya termodinamicheskoi ehffektivnosti tsiklov kholodil'nykh i teplonasosnykh ustanovok. *Vestnik Mezhd. akademii kholoda*. 2012; 4: 21-25. (In Russ).
13. Sukhikh A.A., Antanenkova I.S. Termodinamicheskaya ehffektivnost' teplonasosnykh ustanovok. *Vestnik Mezhd. akademii kholoda*, 2013; 1: 43-47. (In Russ).
14. Kondrashov A.V., Trinchenko A.A. Sistema utilizatsii teploty kondensatsii teplovykh mashin. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Problemy ehnergetiki*. 2023; 25(6): 67-77. doi: 10.30724/1998-9903-2023-25-6-67-77. (In Russ).
15. Konakhina I. A. Primenenie teplovykh nasosov kaskadnogo tipa v utilizatsionnykh sistemakh teplosnabzheniya neftekhimicheskikh proizvodstv. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Problemy ehnergetiki*. 2003; 11-12: 9-23. (In Russ).
16. Parshukov V.I., Efimov N.N., Bezuglov R.V. et al. Kaskadnaya teplonasosnaya ustanovka s promezhutochnoi akkumulyatsiei teploty. Patent RUS No. 183519. 25.09.2018. Byul. No. 27. Available at: <https://www.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=74608bd1a9e9c568ae763240ba9b5323>. Accessed: 19 Feb 2026. (In Russ).
17. Antipov Y.A., Shatalov I.K., Silin A.V. Mnogostupenchataya teplonasosnaya

ustanovka. Patent RUS No. 2705696. 11.11.2019. Byul. No. 32. Available at: <https://www.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=6bcfa38fc175ebba300e442437b9b042>. Accessed: 19 Feb 2026. (In Russ).

18. Purdin M.S., Yuzyuk V.V. Investigation of the Efficiency of a Two-Stage Isobutane Heat Pump. *Technical Physics*. 2024; 69(9): 2472-2481. doi: 10.1134/S1063784224700786.

19. Mota-Babiloni A. et al. Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact. *International Journal of Refrigeration*. 2020; 111: 147-158. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.016.

20. Antipov Y.A. et al. Features of modeling a highly efficient multistage vapor compression heat pump unit. *Bulletin of Peoples' Friendship University of Russia. Series Engineering researches*. 2021; 22(4): 339-347. doi: 10.22363/2312-8143-2021-22-4-339-347.

21. Kosoi A.S., Antipov Y.A., Shkarin K.V. et al. A multistage heat pump unit model for reducing energy consumption of space heating at low ambient temperatures. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2021; 1100(1): 012045. doi: 10.1088/1757-899X/1100/1/012045.

22. Jiang S. et al. A general model for two-stage vapor compression heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*. 2015; 51: 88-102. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.12.005.

23. Qiu K., Thomas M. Assessment of the performance of ultralow-GWP refrigerants in a two-stage heat pump system using simulation and MCMD. *Environmental Progress & Sustainable Energy*. 2025; e70132. doi: 10.1002/ep.70132.

24. Cao X. et al. Performance analysis of an ejector-assisted two-stage evaporation single-stage vapor-compression cycle. *Applied Thermal Engineering*. 2022; 205: 118005. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.118005.

25. Yahya M., Rachman A., Hasibuan R. Performance analysis of solar-biomass hybrid heat pump batch-type horizontal fluidized bed dryer using multi-stage heat exchanger for paddy drying. *Energy*. 2022; 254: 124294. doi: 10.1016/j.energy.2022.124294.

Authors of the publication

Michail S. Purdin – National Research University “MPEI”, Moscow, Russia. *ORCID*: <http://orcid.org/0000-0002-5601-4845>. *E-mail*: PurdinMS@mpei.ru.

Vadim V. Yuzyuk – National Research University “MPEI”, Moscow, Russia. *E-mail*: YuzyukVV@mpei.ru.

Шифр научной специальности: 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Получено 19.02.2026 г.

Отредактировано 12.03.2026 г.

Принято 17.03.2026 г.