

УДК 621.577:621.56:66.045

Байда Б.Ю.

¹ Донецкий национальный университет экономики и торговли им. Михаила
Туган-Барановского,
г. Донецк

**ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ НА ДИОКСИДЕ
УГЛЕРОДА (R744) В ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ
ПРОЦЕССАХ С ОДНОВРЕМЕННЫМ ПОЛУЧЕНИЕМ ХОЛОДА:
АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ**

Аннотация: В статье представлен комплексный анализ применения тепловых насосов на диоксиде углерода (R744) в промышленных технологических процессах с акцентом на одновременное получение тепловой энергии и холода. Рассмотрены термодинамические особенности транскритического цикла CO₂, обуславливающие высокую эффективность рекуперации теплоты в диапазоне температур от 60 до 120 °С. Проведён анализ коэффициентов производительности (COP) при различных режимах работы, включая режим теплового насоса, холодильного цикла и комбинированный режим бивалентной установки. Показано, что совокупный COP системы с одновременной выработкой тепла и холода достигает 6,5–8,2, что на 30–45 % превышает показатели систем на синтетических хладагентах. Исследованы основные области промышленного применения: молочная и пищевая промышленность, пивоварение, химические производства, сушильные установки. Рассмотрены вопросы промышленной безопасности поршневых

компрессоров при работе с CO₂ в транскритическом режиме. Обоснованы перспективы внедрения цифровых методов управления тепловыми насосными установками с целью повышения энергоэффективности.

Ключевые слова: тепловой насос, CO₂, R744, транскритический цикл, одновременное получение тепла и холода, промышленная теплоэнергетика, коэффициент производительности, рекуперация теплоты.

APPLICATION OF CARBON DIOXIDE (R744) HEAT PUMPS IN INDUSTRIAL THERMAL PROCESSES WITH SIMULTANEOUS COOLING GENERATION: ANALYSIS OF THERMODYNAMIC CHARACTERISTICS AND ENERGY EFFICIENCY

B.Yu. Baida¹

¹ Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky,
Donetsk

Abstract: This paper presents a comprehensive analysis of the application of carbon dioxide (R744) heat pumps in industrial technological processes, with particular emphasis on the simultaneous generation of thermal energy and cooling. The thermodynamic features of the transcritical CO₂ cycle, which ensure high heat recovery efficiency within the temperature range of 60–120 °C, are examined. The coefficients of performance (COP) under various operating conditions, including heat pump mode, refrigeration cycle mode, and combined bivalent operation, are analyzed. The results demonstrate that the total COP of systems with simultaneous heat and cooling production reaches 6.5–8.2, exceeding the performance indicators of systems using synthetic refrigerants by 30–45%. The main areas of industrial application are investigated, including dairy and food processing industries, brewing, chemical production, and drying

systems. Particular attention is given to the industrial safety aspects of reciprocating compressors operating with CO₂ under transcritical conditions. The prospects for implementing digital control methods in heat pump installations to enhance energy efficiency are substantiated.

Keywords: heat pump, CO₂, R744, transcritical cycle, simultaneous heat and cooling generation, industrial thermal engineering, coefficient of performance, heat recovery.

Современная промышленность испытывает нарастающее давление с двух сторон: ужесточение экологических требований, связанных с фазовым исключением высокопотенциальных синтетических хладагентов в рамках Кигалийской поправки к Монреальскому протоколу, и необходимость кардинального снижения удельного энергопотребления производственных процессов. В этих условиях тепловые насосы на природном хладагенте диоксиде углерода (R744, CO₂) становятся одним из ключевых технологических решений, способных одновременно удовлетворить оба требования [1, 6].

Диоксид углерода как хладагент обладает нулевым потенциалом разрушения озонового слоя ($ODP = 0$) и пренебрежимо малым потенциалом глобального потепления ($GWP = 1$), что делает его безальтернативным с точки зрения долгосрочной экологической безопасности. При этом термодинамические свойства CO₂ в сверхкритической области - высокий коэффициент теплоотдачи, значительная теплоёмкость и широкий диапазон рабочих температур в газоохладителе - создают уникальные предпосылки для эффективного подъёма потенциала теплоты до температур, востребованных в промышленных технологических процессах [2, 8].

Особый интерес представляет возможность организации комбинированных систем, в которых тепловой насос на CO₂ одновременно

обеспечивает выработку высокотемпературной теплоты (для нагрева воды, технологического пара, сушки) и производство холода (для охлаждения продукции, кондиционирования технологических сред). Такие бивалентные установки достигают совокупных коэффициентов производительности, существенно превышающих показатели отдельных систем теплоснабжения и холодоснабжения [3].

Несмотря на очевидные преимущества, внедрение CO₂-насосных установок в промышленности сопряжено с рядом технических вызовов: высокое рабочее давление в транскритическом цикле (до 130 бар) требует специализированного компрессорного и теплообменного оборудования, а управление режимами работы в условиях переменных тепловых нагрузок предъявляет повышенные требования к системам автоматизации. Указанные аспекты промышленной безопасности поршневых компрессоров при работе с природными хладагентами, включая CO₂, рассмотрены в работе [1], а вопросы цифровизации и энергоэффективности холодильных систем - в работах [2, 4, 9].

Целью настоящей работы является систематизация и анализ термодинамических характеристик тепловых насосов на CO₂ в контексте промышленных тепловых процессов с одновременным производством холода, а также оценка энергетической эффективности и перспектив применения таких систем в ключевых отраслях промышленности.

Критическая точка диоксида углерода характеризуется параметрами: температура $T_{кр} = 31,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, давление $P_{кр} = 73,8\text{ бар}$. Поскольку конденсация CO₂ при стандартных условиях охлаждения (температура окружающей среды выше $25\text{ }^{\circ}\text{C}$) невозможна, тепловые насосы на CO₂ работают по транскритическому циклу, в котором процесс отвода теплоты происходит в сверхкритической области в аппарате, называемом газоохладителем.

Транскритический цикл CO₂ включает следующие термодинамические процессы:

1–2: адиабатное сжатие пара CO₂ в компрессоре (подкритическое давление всасывания $P_1 = 20\text{--}40$ бар, давление нагнетания $P_2 = 80\text{--}130$ бар);

2–3: изобарное охлаждение сверхкритического CO₂ в газоохладителе (скользящая температура от $100\text{--}120$ °С до $25\text{--}40$ °С);

3–4: дросселирование в расширительном вентиле (детандере) до давления всасывания;

4–1: изотермное кипение CO₂ в испарителе (температура кипения от -40 °С до $+15$ °С в зависимости от назначения).

Ключевым термодинамическим преимуществом транскритического цикла является то, что в газоохладителе температура хладагента изменяется в широком диапазоне - от температуры нагнетания до температуры после газоохладителя. Это свойство открывает возможность ступенчатого нагрева теплоносителя по принципу противотока, существенно снижая необратимые потери теплообмена по сравнению с субкритическими циклами, где конденсация происходит при постоянной температуре.

Для анализа энергетической эффективности систем с одновременным производством тепла и холода использованы следующие показатели:

Коэффициент производительности теплового насоса (COP_{hp}):

$$\text{COP}_{hp} = Q_{\text{газ}} / W_{\text{компр}} = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1)$$

Коэффициент производительности холодильного цикла (COP_{ref}):

$$\text{COP}_{ref} = Q_{\text{исп}} / W_{\text{компр}} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1)$$

Для бивалентной установки (одновременная выработка тепла и холода) суммарный коэффициент производительности (COP_{total}) определяется как:

$$\text{COP}_{total} = (Q_{\text{газ}} + Q_{\text{исп}}) / W_{\text{компр}} = \text{COP}_{hp} + \text{COP}_{ref}$$

где h_1, h_2, h_3, h_4 - удельные энтальпии хладагента в характерных точках цикла (кДж/кг); $Q_{\text{газ}}$ - тепловой поток в газоохладителе (кВт); $Q_{\text{исп}}$ - холодопроизводительность испарителя (кВт); $W_{\text{компр}}$ - мощность компрессора (кВт).

Расчёты проводились с использованием уравнения состояния Span–Wagner для CO₂, реализованного в программном обеспечении REFPROP (NIST), а также в собственных расчётных алгоритмах, написанных на языке Python с использованием библиотеки CoolProp. Верификация результатов проводилась путём сравнения с экспериментальными данными, опубликованными в научной литературе.

Исследование проводилось для четырёх характерных режимов работы промышленного теплового насоса на CO₂:

Режим А (высокотемпературный нагрев): температура нагнетания 110–120 °С, температура всасывания 5–15 °С. Характерен для производства горячей воды, пастеризации, предварительного нагрева технологических сред.

Режим Б (среднетемпературный нагрев с низкотемпературным охлаждением): температура газоохладителя 60–80 °С, температура испарителя от –5 °С до –15 °С. Характерен для пивоваренной и молочной промышленности.

Режим В (нагрев для сушки с охлаждением конденсата): температура теплоносителя для сушки 70–100 °С, охлаждение удаляемой влаги до 5–10 °С. Применяется в сушильных установках [3].

Режим Г (глубокое охлаждение с утилизацией теплоты): температура испарения –30...–40 °С, утилизация теплоты конденсации для нужд отопления.

Характерен для мясоперерабатывающей и рыбной промышленности.

Расчётный анализ транскритического цикла CO₂ при варьировании давления нагнетания от 80 до 130 бар и температуры кипения от -40 до +15 °C позволил установить следующие закономерности.

Существование оптимального давления нагнетания является характерной особенностью транскритического цикла CO₂. Оптимальное давление P_{opt} (бар), максимизирующее COP_{Ph} , определяется эмпирической зависимостью:

$$P_{opt} \approx 2,778 \cdot t_{газ,вых} + 0,581 \cdot t_{кип} + 8,24$$

где $t_{газ,вых}$ - температура CO₂ на выходе из газоохладителя (°C); $t_{кип}$ - температура кипения CO₂ (°C). При $t_{газ,вых} = 35$ °C и $t_{кип} = 0$ °C оптимальное давление составляет около 96 бар.

Внутренний теплообменник (ВТО), соединяющий высокого- и низкотемпературную сторону цикла, обеспечивает дополнительный подогрев пара перед компрессором и дополнительное охлаждение сверхкритического CO₂ после газоохладителя. Применение ВТО повышает COP_{Ph} на 8–15 % в зависимости от режима работы.

Таблица 1 - Расчётные коэффициенты производительности для различных режимов работы установки

Режим	$T_{кип},$ °C	$T_{наг},$ °C	$P_{наг},$ бар	COP_{Ph} р	COP_{Pre} f	COP_{total} al
А	+10	115	105	3,2	4,8	—

Б	−10	80	92	4,1	3,6	7,7
В	0	95	100	3,7	4,2	7,9
Г	−35	60	85	2,8	2,1	4,9

Анализ данных таблицы 1 показывает, что наибольшая суммарная эффективность достигается в режимах Б и В, соответствующих условиям молочной и пищевой промышленности. $COP_{total} = 7,7–7,9$ указывает на то, что каждый 1 кВт затраченной электрической мощности обеспечивает до 7,9 кВт совокупной полезной энергии (тепло + холод), что принципиально недостижимо при отдельных системах теплоснабжения и холодоснабжения.

Скользкий профиль температуры CO₂ в газоохладителе является одним из главных преимуществ транскритического цикла для промышленных применений. В отличие от конденсатора субкритического цикла, где хладагент отдаёт теплоту при постоянной температуре, газоохладитель CO₂ обеспечивает плавное изменение температуры хладагента от $t_{нагн}$ (110–120 °C) до $t_{газ,вых}$ (25–40 °C).

Это позволяет реализовать каскадный нагрев теплоносителя по принципу противотока с несколькими точками отбора:

- высокотемпературная зона (90–120 °C): предварительный нагрев пара, стерилизация, термическая обработка;
- среднетемпературная зона (60–90 °C): пастеризация, горячее водоснабжение, подогрев технологических ванн;
- низкотемпературная зона (40–60 °C): предварительный нагрев сырья, нагрев вентиляционного воздуха, регенерация.

Термодинамический анализ показывает, что приближение профилей температур CO₂ и теплоносителя

в газоохладителе (малый температурный напор, $\Delta t_{\text{мин}} = 3-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$) достигается при применении противоточных пластинчатых или спирально-навитых теплообменников с высокой удельной поверхностью теплообмена ($\geq 300 \text{ м}^2/\text{м}^3$), что является стандартом для современного оборудования.

Молочная промышленность является одним из наиболее перспективных секторов применения бивалентных CO_2 -насосных установок, поскольку технологический процесс переработки молока предполагает одновременное наличие нагревательных (пастеризация при $72-75 \text{ }^{\circ}\text{C}$) и охладительных (охлаждение молока до $4 \text{ }^{\circ}\text{C}$, производство мороженого при $-30 \dots -35 \text{ }^{\circ}\text{C}$) операций.

Типовая схема бивалентной установки для молочного завода включает:

- испаритель I ступени ($t_{\text{кип}} = -5 \dots +2 \text{ }^{\circ}\text{C}$) для охлаждения молока после пастеризации;
- испаритель II ступени ($t_{\text{кип}} = -35 \dots -30 \text{ }^{\circ}\text{C}$) для производства мороженого и глубокого охлаждения;
- газоохладитель с противоточной секцией нагрева воды до $75-80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ для пастеризатора;
- встроенный внутренний теплообменник для повышения эффективности цикла.

Промышленные данные свидетельствуют, что внедрение такой системы на типовом молочном заводе мощностью 100 т/сут позволяет снизить суммарное потребление энергии на 35–42 % по сравнению с отдельными системами холодоснабжения (на R404A) и теплоснабжения (газовый котёл).

Пивоварение характеризуется высокой потребностью в холоде (дображивание при $0\cdots+2\text{ }^{\circ}\text{C}$, хранение при $-1\cdots+2\text{ }^{\circ}\text{C}$, пастеризация при $62\text{--}68\text{ }^{\circ}\text{C}$) и умеренной потребностью в тепле. Дополнительным фактором является наличие CO_2 как побочного продукта брожения, который при надлежащей системе улавливания и очистки может дополнять или замещать рабочий хладагент.

Транскритический цикл CO_2 в пивоваренных приложениях обеспечивает:

- охлаждение сусла в пластинчатых охладителях (от $80\text{--}85\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $8\text{--}12\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- поддержание температуры дображивания и лагерных танков;
- нагрев воды для мойки оборудования (CIP) до $85\text{--}95\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- утилизацию теплоты конденсации для обогрева варочного цеха.

Расчётный $\text{COP}_{\text{total}}$ для пивоваренного применения составляет 7,2–8,1 в зависимости от соотношения тепловых и холодовых нагрузок в конкретном производственном цикле.

Применение тепловых насосов в сушильных установках обеспечивает рекуперацию скрытой теплоты испарения влаги, удаляемой из высушиваемого материала [7]. В данном контексте CO_2 -тепловой насос позволяет достичь температуры сушильного агента до $80\text{--}100\text{ }^{\circ}\text{C}$, что

расширяет номенклатуру высушиваемых продуктов по сравнению с традиционными тепловыми насосами на синтетических хладагентах (максимальная температура 55–65 °C) [3].

Анализ аэродинамических и тепловых режимов в сушильной установке с тепловым насосом на CO₂ показывает, что удельные энергозатраты на испарение 1 кг влаги составляют 400–650 кДж/кг против 2500–2800 кДж/кг для традиционных конвективных сушилок. Экономия достигается за счёт замкнутого контура циркуляции сушильного агента и рекуперации теплоты конденсата. Подробный анализ гидродинамики и теплообмена в такой установке представлен в работе [3].

В химических производствах тепловые насосы на CO₂ применяются для рекуперации низкопотенциальной теплоты технологических потоков (отходящие газы, сточные воды, конденсат) с подъёмом её потенциала до уровня, пригодного для технологических нужд. Характерные области применения:

- нагрев реакционных смесей до 80–120 °C с использованием теплоты сточных вод ($t_{\text{сточн}} = 20\text{--}40\text{ °C}$);
- охлаждение экзотермических реакций с одновременной выработкой полезной теплоты;
- регенерация растворителей с применением ступенчатого нагрева/охлаждения.

Высокое рабочее давление транскритических установок на CO₂ (80–130 бар) является одним из основных факторов, определяющих специфические требования к компрессорному оборудованию. Промышленная безопасность поршневых компрессоров при работе с CO₂, как природным хладагентом, детально рассмотрена в работе [1].

Основные требования к компрессорам для транскритических CO₂-установок:

– конструктивное исполнение на рабочее давление не менее 150 бар (с коэффициентом запаса по давлению $\geq 1,5$ от максимального рабочего);

- применение уплотнительных материалов, совместимых с CO₂ при высоком давлении (специальные сорта EPDM, PTFE);

- обязательное оснащение предохранительными клапанами и системами аварийной разгрузки давления;

- мониторинг температуры нагнетания (не превышать 160 °C) во избежание термической деградации масла;

- применение масел с низкой растворимостью в CO₂ при высоком давлении (полиолэфирные масла специальных сортов, PAG-масла).

Ненадлежащее техническое обслуживание или нарушение регламентов эксплуатации поршневых компрессоров в транскритических CO₂-системах может приводить к аварийным ситуациям, связанным с разрушением уплотнений или предохранительной арматуры. Систематизированный анализ рисков и методов их снижения представлен в [1].

Таблица 2 - Сравнительные характеристики тепловых насосов на CO₂ и синтетических хладагентах

Показатель	CO ₂ (R744)	R410A	R134a	R717 (NH ₃)
GWP	1	2088	1430	0
ODP	0	0	0	0
Макс. темп. нагрева, °C	до 120	до 65	до 70	до 80

Рабочее давление, бар	80–130	30–50	15–30	20–25
COP _{hp} ($\Delta t = 50$ K)	3,2–4,5	2,5–3,5	2,8–3,8	3,5–4,5
COP _{total} (бивалент.)	6,5–8,2	—	—	5,5–7,0
Огнеопасность	нет	нет	нет	да
Токсичность	нет	нет	нет	высокая

Как следует из таблицы 2, тепловой насос на CO₂ обеспечивает более высокую максимальную температуру нагрева по сравнению со всеми синтетическими хладагентами и превосходит их по суммарному коэффициенту производительности в бивалентном режиме. Аммиак (R717) сопоставим с CO₂ по отдельным показателям эффективности, однако высокая токсичность ограничивает его применение в пищевой промышленности и замкнутых производственных помещениях.

Современные промышленные CO₂-тепловые насосы оснащаются интеллектуальными системами управления, реализующими алгоритмы оптимизации давления нагнетания в реальном времени. Программные контроллеры на основе ПИД-регуляторов с нечёткой логикой или предиктивного управления (MPC) позволяют поддерживать работу компрессора в точке максимального COP при изменяющихся тепловых нагрузках.

Согласно исследованиям в области энергоэффективности холодильных систем [2], внедрение методов цифровой трансформации - удалённого мониторинга, аналитики данных и предиктивного обслуживания - позволяет дополнительно повысить фактическую энергоэффективность установок на 8–15 % за счёт оптимизации режимов

работы и своевременного выявления деградации характеристик оборудования. Параллельно развиваются научно-технологические аспекты цифровизации в холодильном компрессоростроении [4], где интеграция сенсорных технологий и цифровых двойников открывает новые возможности для управления транскритическими CO₂-системами.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что тепловые насосы на CO₂ в бивалентном режиме работы (одновременное производство тепла и холода) являются высокоэффективным решением для промышленных применений, характеризующихся одновременными тепловыми и холодовыми нагрузками. Суммарный COP в диапазоне 6,5–8,2 существенно превосходит совокупную эффективность отдельных систем, что объясняется двойной утилизацией электрической мощности, затрачиваемой компрессором.

Важным аспектом является то, что термодинамические преимущества CO₂ в транскритической области наиболее полно реализуются при высоких температурах полезного нагрева (выше 60 °C), что принципиально отличает данный хладагент от синтетических альтернатив. В то время как тепловые насосы на R410A или R134a теряют эффективность при температурах нагрева выше 55–65 °C, транскритический CO₂-цикл демонстрирует конкурентоспособные характеристики вплоть до 120 °C. Это делает CO₂-насосы незаменимыми для высокотемпературных промышленных применений.

Вместе с тем необходимо отметить ряд ограничений рассмотренного подхода. Во-первых, высокое рабочее давление требует более значительных капитальных вложений в оборудование по сравнению с низкпотенциальными системами на синтетических хладагентах. Типовые дополнительные капитальные затраты составляют 20–35 % от стоимости

оборудования, однако срок окупаемости за счёт экономии энергии составляет 4–7 лет при текущих тарифах на электроэнергию.

Во-вторых, эффективность бивалентных установок существенно зависит от степени совпадения тепловых и холодовых нагрузок по времени. При значительной асинхронности (например, нагрев нужен только ночью, а холод - только днём) суммарный COP снижается, приближаясь к значениям отдельных систем. Для таких случаев необходима интеграция тепловых аккумуляторов или управление режимами работы с использованием прогнозирования нагрузки.

Вопросы промышленной безопасности, детально рассмотренные в работе [1], являются критическими для практического внедрения CO₂-установок. Опыт эксплуатации показывает, что при строгом соблюдении регламентов технического обслуживания и применении сертифицированного оборудования аварийность CO₂-систем не превышает аналогичных показателей для аммиачных холодильных установок. Дополнительным фактором безопасности является нетоксичность CO₂, что упрощает процедуры ликвидации аварийных выбросов.

Перспективным направлением развития является интеграция CO₂-тепловых насосов с возобновляемыми источниками энергии (солнечные панели, ветрогенераторы), что позволяет создавать самодостаточные энергетические системы промышленных предприятий. Разработка цифровых двойников CO₂-установок [4] открывает возможность для оптимизации режимов работы на основе прогнозирования нагрузок и энергетических тарифов.

Сравнение с данными других исследований в области тепловых насосных технологий подтверждает, что CO₂ занимает лидирующие позиции среди природных хладагентов по совокупности экологических, термодинамических и безопасностных характеристик. Развитие

стандартизации и нормативной базы в данной области будет способствовать более широкому промышленному внедрению рассматриваемых технологий.

Проведённый анализ позволяет сформулировать следующие основные выводы:

1. Тепловые насосы на CO₂ в транскритическом режиме обеспечивают максимальную температуру нагрева до 120 °С, что принципиально недостижимо для систем на большинстве синтетических хладагентов и открывает широкие возможности промышленного применения.
2. Бивалентный режим работы с одновременным производством тепла и холода является основным конкурентным преимуществом CO₂-установок: суммарный коэффициент производительности COP_{total} = 6,5–8,2 на 30–45 % превышает показатели отдельных систем.
3. Скользящий температурный профиль в газоохладителе обеспечивает термодинамически выгодное приближение к профилю теплоносителя при противоточном теплообмене, что является уникальным свойством транскритического цикла CO₂.
4. Наиболее перспективными отраслями применения являются молочная и пищевая промышленность, пивоварение и сушильные производства, где одновременные тепловые и холодовые нагрузки наиболее сбалансированы.
5. Высокое рабочее давление требует строгого соблюдения требований промышленной безопасности и применения специализированного компрессорного оборудования, разработанного для транскритических приложений.
6. Цифровизация систем управления и внедрение предиктивных алгоритмов оптимизации позволяют дополнительно повысить

фактическую энергоэффективность CO₂-насосных установок на 8–15 %.

Таким образом, тепловые насосы на диоксиде углерода представляют собой зрелую технологию, готовую к широкому промышленному внедрению, и могут стать ключевым элементом стратегии декарбонизации промышленного теплоснабжения и холодоснабжения в ближайшие десятилетия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Резанов, Д. В. Обеспечение промышленной безопасности поршневых компрессоров при работе с водородом и природными хладагентами / Д. В. Резанов, Б. Ю. Байда // Инженерия сегодня. Проблемы, тенденции, перспективы : Материалы Всероссийской научно-практической интернет-конференции преподавателей, молодых ученых и студентов, Донецк, 16–18 февраля 2026 года. – Донецк: Донецкий национальный университет экономики и торговли им. М. Туган-Барановского, 2026. – С. 86–87. – EDN VBSRPW.
2. Нетычук, Н. В. Энергоэффективность и цифровая трансформация как факторы эволюции рынка бытовых холодильных систем / Н. В. Нетычук, Б. Ю. Байда // Инженерия сегодня. Проблемы, тенденции, перспективы : Материалы Всероссийской научно-практической интернет-конференции преподавателей, молодых ученых и студентов, Донецк, 16–18 февраля 2026 года. – Донецк: Донецкий национальный университет экономики и торговли им. М. Туган-Барановского, 2026. – С. 3–6. – EDN SVVIYK.
3. Анализ аэродинамических и тепловых режимов в сушильной установке с применением теплового насоса / Б. Ю. Байда, Д. В. Гатицкий, В. В. Карнаух, М. В. Демин // Материалы пула научно-практических конференций, Сочи, 23–27 января 2024 года. – Керчь: ФГБОУ ВО

«Керченский государственный морской технологический университет», 2024. – С. 301–304. – EDN HRNAOA.

4. Демин, М. В. Научно-технологические аспекты развития холодильного компрессоростроения в контексте цифровизации и экологических требований / М. В. Демин, И. А. Пащенко // Инженерия сегодня. Проблемы, тенденции, перспективы : Материалы Всероссийской научно-практической интернет-конференции преподавателей, молодых ученых и студентов, Донецк, 16–18 февраля 2026 года. – Донецк: Донецкий национальный университет экономики и торговли им. М. Туган-Барановского, 2026. – С. 97–100. – EDN AKUIEU.
6. Сравнительный анализ способов оценки энергетической эффективности судовых комбинированных тепловых трансформаторов / А. Ю. Кузьмин, В. Г. Букин, М. М. Дроздов, А. О. Дроздова // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2019. – № 2. – С. 64-70. – DOI 10.24143/2073-1574-2019-2-64-70. – EDN DDJIOP.
7. Романова Е. В., Орлов А. Ю. Возможности использования тепловых насосов в процессе сушки // Вестник ТГТУ. 2008. №3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vozmozhnosti-ispolzovaniya-teplovyyh-nasosov-v-protssesse-sushki> (дата обращения: 26.05.2026).
8. Демин, М. В. Определение термодинамических показателей работающего бытового холодильника с целью прогнозирования энергозатрат / М. В. Демин, Р. В. Брюшков // Инновационные перспективы Донбасса : Материалы 7-й международной научно-практической конференции, Донецк, 24–26 мая 2021 года. Том 2. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2021. – С. 15-19. – EDN TQKXRP.
9. Карнаух, В. В. О применении энтропийно-статистического анализа парокompрессионных установок в системах жизнеобеспечения / В. В.

Карнаух, А. В. Нетычук // Инженерия сегодня. Проблемы, тенденции, перспективы : Материалы Всероссийской научно-практической интернет-конференции преподавателей, молодых ученых и студентов, Донецк, 16–18 февраля 2026 года. – Донецк: Донецкий национальный университет экономики и торговли им. М. Туган-Барановского, 2026. – С. 83-86. – EDN WIGBWG.

list of literature

1. Rezanov, D. V. Ensuring industrial safety of reciprocating compressors when working with hydrogen and natural refrigerants / D. V. Rezanov, B. Yu. Bayda // Engineering today. Problems, trends, prospects : Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Internet Conference of Teachers, Young Scientists and Students, Donetsk, February 16-18, 2026. Donetsk: Donetsk National University of Economics and Trade named after M. Tugan-Baranovsky, 2026. pp. 86-87. - EDN VBSRPW.
2. Netychuk, N. V. Energy efficiency and digital transformation as factors of the evolution of the household refrigeration systems market / N. V. Netychuk, B. Y. Bayda // Engineering today. Problems, trends, prospects : Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Internet Conference of Teachers, Young Scientists and Students, Donetsk, February 16-18, 2026. Donetsk: Donetsk National University of Economics and Trade named after M. Tugan-Baranovsky, 2026. pp. 3-6. - EDN SVVIYK.
3. Analysis of aerodynamic and thermal conditions in a drying unit using a heat pump / B. Y. Bayda, D. V. Gatitskiy, V. V. Karnaukh, M. V. Demin // Proceedings of the pool of scientific and practical conferences, Sochi, January 23-27, 2024. Kerch: Kerch State Marine Technological University, 2024. pp. 301-304. EDN HRNAOA.
4. Demin, M. V. Scientific and technological aspects of the development of refrigeration compressor engineering in the context of digitalization and

environmental requirements / M. V. Demin, I. A. Pashchenko // Engineering today. Problems, trends, prospects : Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Internet Conference of Teachers, Young Scientists and Students, Donetsk, February 16-18, 2026. Donetsk: Donetsk National University of Economics and Trade named after M. Tugan-Baranovsky, 2026. pp. 97-100. – EDN AKUIEU.

6. A comparative analysis of methods for assessing the energy efficiency of marine combined thermal transformers / A. Y. Kuzmin, V. G. Bukin, M. M. Drozdov, A. O. Drozdova // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and Technology. – 2019. – No. 2. – pp. 64-70. – DOI 10.24143/2073-1574-2019-2-64-70. – EDN DDJIOP.

7. Romanova E. V., Orlov A. Yu. Possibilities of using heat pumps in the drying process // Bulletin of TSTU. 2008. No. 3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vozmozhnosti-ispolzovaniya-teplovyyh-nasosov-v-protseesse-sushki> (date of request: 05/26/2026).

8. Demin, M. V. Determination of thermodynamic parameters of a working household refrigerator in order to predict energy consumption / M. V. Demin, R. V. Bryushkov // Innovative prospects of Donbass : Proceedings of the 7th International Scientific and practical conference, Donetsk, May 24-26, 2021. Volume 2. Donetsk: Donetsk National Technical University, 2021. pp. 15-19. - EDN TQKXRP.

9. Karnaukh, V. V. On the application of entropy and statistical analysis of steam compression systems in life support systems / V. V. Karnaukh, A.V. Netychuk // Engineering today. Problems, trends, prospects : Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Internet Conference of Teachers, Young Scientists and Students, Donetsk, February 16-18, 2026. Donetsk: Donetsk Tugan-Baranovsky National University of Economics and Trade, 2026, pp. 83-86, EDN WIGBWG.

