

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF634610>

# Экспериментальное исследование усовершенствованных систем охлаждения на базе CO<sub>2</sub> при различных условиях эксплуатации

Christian Doerffel, Riley B. Barta, Christiane Thomas, Ullrich Hesse

Technische Universität Dresden Institute of Power Engineering, Bitzer Chair of Refrigeration, Cryogenics and Compressor Technology Dresden, Дрезден, Германия

## АННОТАЦИЯ

Эффективность системы охлаждения на базе CO<sub>2</sub> в основном зависит от условий эксплуатации и конструкции системы. Для повышения энергоэффективности современные системы включают в себя дополнительные компоненты и их сочетания, например, параллельное сжатие, эжекторы и детандеры. Для прямого сравнения различных конструкций систем были проведены измерения на передовой лабораторной холодильной системе на базе CO<sub>2</sub> при различных условиях эксплуатации. Поведение системы было исследовано при различных температурах на выходе из газоохладителя, различных нагрузках на охлаждение, различных температурах кипения и перегрева. Представлены результаты измерений, выполненных на базовой конфигурации системы и на её усовершенствованных конструкциях. Было замечено, что с точки зрения повышения эффективности влияние условий эксплуатации для одних мероприятий менее значимо, чем для других. Для каждой конструкции системы были определены условия эксплуатации, при которых поведение соответствующих мероприятий было особенно благоприятным. В будущем это позволит судить о повышении эффективности каждой из соответствующих функций для каждой отдельной области применения.

Настоящая статья представляет собой перевод статьи Doerffel C, Barta R, Thomas C, Hesse U. Experimental investigation of enhanced CO<sub>2</sub> refrigeration systems at varying operating conditions. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO<sub>2</sub> Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021.

DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0023

Публикуется с разрешения правообладателя.

**Ключевые слова:** CO<sub>2</sub>; коммерческие системы охлаждения; эжектор; детандер; работа с частичной нагрузкой.

## Как цитировать:

Doerffel C, Barta R, Thomas C, Hesse U. Экспериментальное исследование усовершенствованных систем охлаждения на базе CO<sub>2</sub> при различных условиях эксплуатации // Холодильная техника. 2023. Т. 112, № 4. С. 195–204. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF634610>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF634610>

# Experimental investigation of enhanced CO<sub>2</sub> refrigeration systems at varying operating conditions

Christian Doerffel, Riley B. Barta, Christiane Thomas, Ullrich Hesse

Technische Universität Dresden Institute of Power Engineering, Bitzer Chair of Refrigeration, Cryogenics and Compressor Technology Dresden, Dresden, Germany

## ABSTRACT

The efficiency of a CO<sub>2</sub> refrigeration system depends mainly on the operating conditions and the system design. To increase the energy efficiency, advanced system designs include additional components and their combinations such as parallel compression, ejectors, and expansion machines. For a direct comparison of different system designs, measurements were performed on an advanced CO<sub>2</sub> laboratory refrigeration system at different operating conditions. The system behaviour was investigated at different gas cooler outlet temperatures, varying cooling loads, different evaporation temperatures and amounts of superheating. The results of the measurements performed on a baseline system configuration and advanced system designs are presented. It was observed that the influence of operating conditions is less important for certain measures in terms of efficiency improvement than for others. For each system design, operating conditions were identified under which a particularly advantageous behaviour of the respective measures was found. In the future, this will allow the judgment of the efficiency enhancement of each of different respective features for each individual application.

This article is a translation of the article by Doerffel C, Barta R, Thomas C, Hesse U. Experimental investigation of enhanced CO<sub>2</sub> refrigeration systems at varying operating conditions. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO<sub>2</sub> Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021.

DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0023

Published with the permission of the copyright holder.

**Keywords:** CO<sub>2</sub>; commercial refrigeration; ejector; expander; part-load operation.

## To cite this article:

Doerffel C, Barta R, Thomas C, Hesse U. Experimental investigation of enhanced CO<sub>2</sub> refrigeration systems at varying operating conditions. *Refrigeration Technologies*. 2023;112(4):195–204. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF634610>

Received: 26.07.2024

Accepted: 26.07.2024

Published online: 09.09.2024

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Благодаря экологической сознательности и законодательным мерам, количество систем охлаждения на базе  $\text{CO}_2$  для коммерческого применения быстро растет и в 2020 году достигло более 30 000 систем по всему миру [1]. Несмотря на то, что эти системы работают с гораздо более высокой эффективностью при низких температурах окружающей среды, в летний период доминирует транскритический процесс, для которого требуется более высокая потребляемая мощность, что приводит к снижению удельной холодопроизводительности. Указанное обстоятельство обусловлено термодинамическими свойствами  $\text{CO}_2$ , так как энтальпия на выходе газоохладителя значительно выше при транскритическом режиме работы в сравнении с докритическим. Поэтому требуется более высокий массовый расход газоохладителя. Кроме того, транскритический процесс связан с высоким давлением в газоохладителе, что приводит к высокой удельной работе сжатия компрессора и высокому потреблению электроэнергии. Указанные аспекты приводят к снижению эффективности стандартного транскритического цикла  $\text{CO}_2$ . В системах, расположенных в теплом или умеренном климате, для экономии энергии могут быть полезны такие усовершенствования цикла, как параллельное сжатие, детандеры или эжекторы, а также такие технологии, как испарители с избыточной подачей жидкости.

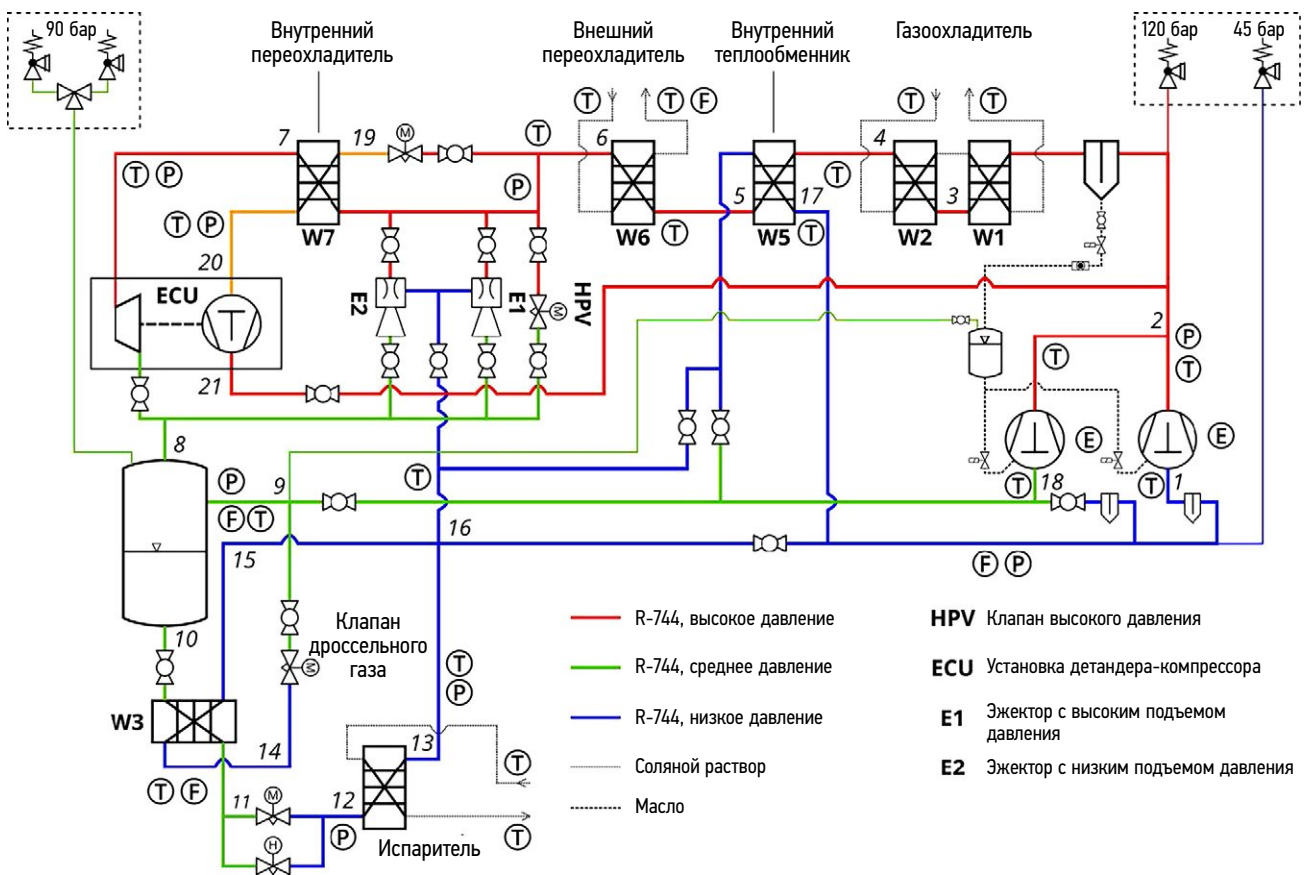
Параллельное сжатие является наиболее часто используемой технологией, которая, по имеющимся данным, позволяет сэкономить от 3% до 9% годового потребления энергии для условий средней Европы, особенно если промежуточное давление соответствует температуре окружающей среды или температуре на выходе из газоохладителя [2–4]. Избыточная подача жидкости в испаритель может привести к повышению энергоэффективности на 12% [3]. Экспериментально достигнутое повышение эффективности при использовании эжекторов составляет от 7% до 17% [5–7]. Однако, следует отметить, что эти значения сильно зависят от конкретных условий эксплуатации. Сообщается, что детандеры для восстановления работы позволяют увеличить холодильный коэффициент на 7–40% [8–10]. В Дрезденском техническом университете были проведены исследования на лабораторной системе  $\text{CO}_2$  для сравнения различных конструкций систем друг с другом при одинаковых граничных условиях. Предметом исследования данной статьи является влияние работы с частичной нагрузкой и дополнительные меры по снижению температуры на выходе из газоохладителя для конкретной системы, в дополнение к предыдущим работам по этой теме [11].

Благодаря быстро растущему количеству исследований по мерам повышения эффективности, применяемым в транскритических системах охлаждения на базе  $\text{CO}_2$ , стало ясно, что в этом контексте необходимо исследовать более широкие области применения таких систем. Таким

образом, данная работа расширяет ранее представленные исследования, проведенные с использованием именно такой испытательной установки, и позволяет экспериментально изучить сочетание двух различных методов регулирования производительности с использованием работы расширения. В частности, были испытаны частотное управление двигателем компрессора и отключение цилиндров, а также тщательно изучено влияние переменной производительности на холодильный коэффициент и применимость использования работы расширения в зависимости от производительности и условий эксплуатации.

## 2. ИСЛЕДОВАННАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ НА БАЗЕ $\text{CO}_2$

Измерения проводились в Техническом университете Дрездена с помощью лабораторной системы на базе  $\text{CO}_2$ , представленной на рис. 1. Исследуемая система состоит из среднетемпературного компрессора (МТ) и параллельного компрессора, который может быть переключен в режим МТ. Каждый компрессор представляет собой бессальниковый поршневой компрессор производства компании Bitzer, управляемый преобразователем частоты. Компрессор МТ имеет номинальный объемный расход  $15 \text{ м}^3/\text{ч}$  и оснащен системой разгрузки двух из четырех цилиндров. Отключение цилиндров осуществляется с помощью поршня, открывающего перепускной канал между камерами нагнетания и всасывания газа. Поршень управляется электромагнитным сервоклапаном. Внутренний обратный клапан используется для предотвращения протекания хладагента из нагнетательной линии в камеру всасывания газа [12]. С помощью этой системы диапазон работы компрессора может быть расширен до меньшей холодопроизводительности, например, на 25% или даже в диапазоне от 10% до 100%. Используя только регулировку частоты, можно охватить диапазон от 50% до 140% (от 25 Гц до 70 Гц при номинальной частоте 50 Гц). Предполагается, что для компрессоров большой производительности механическое регулирование производительности менее затратно, чем с помощью частотных преобразователей. В данном материале для двух выбранных систем используется комбинация обоих способов. Номинальный объемный расход параллельного компрессора составляет  $3,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Все теплообменники выполнены в виде пластинчатых теплообменников. Вторичной жидкостью для газоохладителя/конденсатора (в дальнейшем именуемого просто газоохладителем) и испарителя является соляной раствор, а вторичной жидкостью для внешнего переохладителя является вода. В системе предусмотрено четыре варианта расширения  $\text{CO}_2$  от высокого давления до среднего: клапан высокого давления для базовой системы, два различных типа эжекторов, один из которых оптимизирован для высокого подъема давления с низким коэффициентом эжекции, а другой – для низкого подъема давления с высоким коэффициентом эжекции, и, наконец,



**Рис. 1.** Схема экспериментальной холодильной системы на базе CO<sub>2</sub>.  
**Fig. 1.** Schematic of the experimental CO<sub>2</sub> refrigeration system.

блок детандера-компрессора для приведения в действие внутреннего цикла переохлаждения (экономайзер). Образующийся дроссельный газ отделяется в сосуде среднего давления и может быть либо дросселирован до низкого давления с помощью клапана дроссельного газа, либо сжат до высокого давления параллельным компрессором. Жидкий хладагент дросселируется и затем кипит в испарителе. При необходимости во внутреннем теплообменнике может создаваться перегрев. Давление и температура измеряются в каждой соответствующей точке цикла, как и потребление электроэнергии преобразователями частоты компрессоров.

В качестве базовой системы была выбрана система перепуска пара, образовавшегося при дросселировании, которая состоит из компрессора МТ, охладителя газа, клапана высокого давления, ресивера среднего давления, клапана дроссельного газа, расширительного клапана на жидкостной магистрали и испарителя. Все остальные компоненты и сегменты трубопроводов перекрываются с помощью шаровых кранов. В компрессорно-детандерном цикле с экономайзером (система ECU) вместо клапана высокого давления используется внутренний теплообменник переохлаждения и блок детандера-компрессора. Обе системы могут быть объединены с параллельным сжатием, при котором клапан дроссельного газа закрыт,

а параллельный компрессор используется для сжатия отводящего газа до высокого давления. В системе эжектора высокого подъема давления используется эжектор для сжатия газа на выходе из испарителя до среднего давления, что увеличивает массовый расход испарителя и приводит к увеличению холодопроизводительности. Впоследствии массовый расход параллельного компрессора увеличивается, в то время как массовый расход компрессора МТ остается неизменным. В отличие от этого, в системе эжектора с низким подъемом давления используется один уровень компрессора - от среднего до высокого давления. Эжектор используется для сжатия всего массового расхода испарителя от давления кипения до среднего давления. Более подробное описание всей системы и ее деталей приведено в работе [11].

Для всех измерений было выбрано давление среды  $3,5 \text{ МПа} \pm 0,025 \text{ МПа}$ , температура кипения около  $5,5^\circ\text{C}$  (что соответствует давлению кипения  $3,0 \text{ МПа} \pm 0,025 \text{ МПа}$ ) и перегрев на входе в компрессор  $10 \text{ K} \pm 0,6 \text{ K}$ . Из-за этих ограничений перегрев после испарителя необходимо регулировать для достижения заданных условий на входе в компрессор. Следовательно, перегрев рассматривается как бесполезный перегрев и только доступная теплота парообразования принимается во внимание для определения базовой холодопроизводительности,  $Q_{0,ref}$ :

$$\dot{Q}_{0,ref} = \dot{m}_{11} (h_{sat} - h_{11})$$

где

$$h_{sat} = h(p_{13}, x = 1)$$

$$h_{12} = h_{11} = h(p_8, T_{11})$$

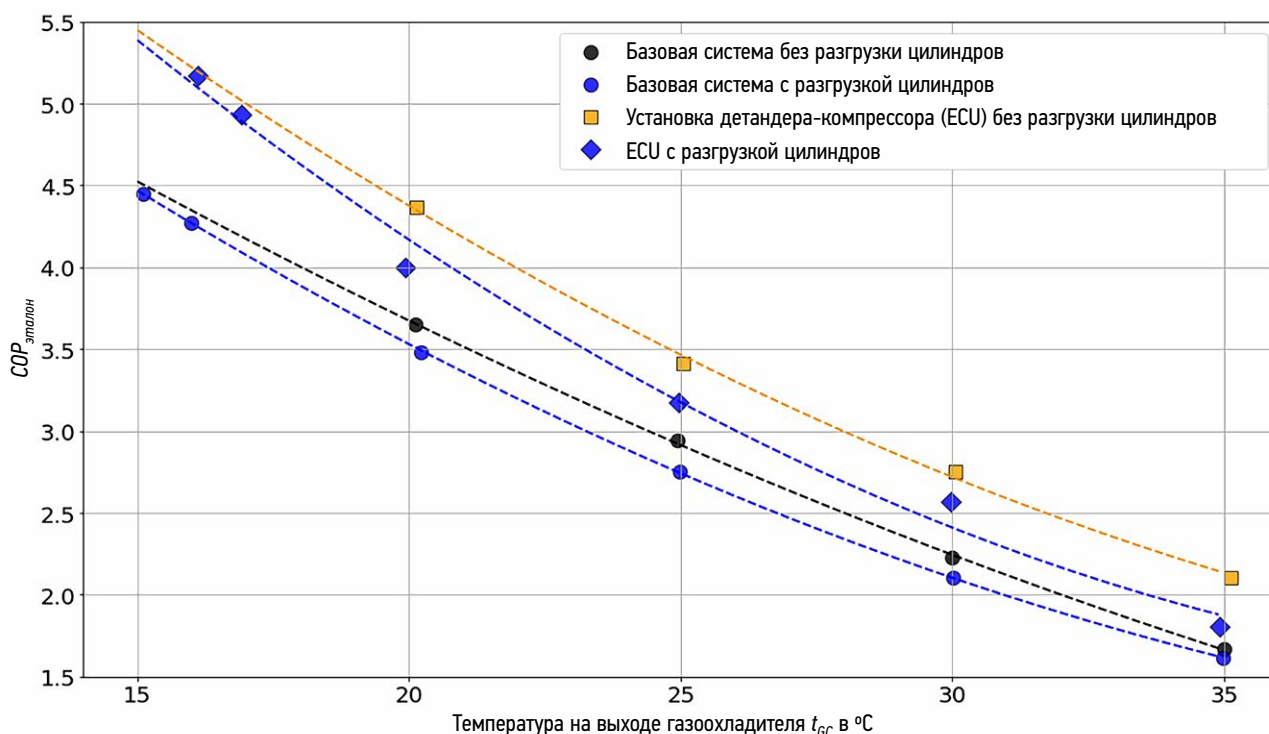
Затем эталонный холодильный коэффициент (COP) определяется как:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{0,ref}}{\sum P_c}$$

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

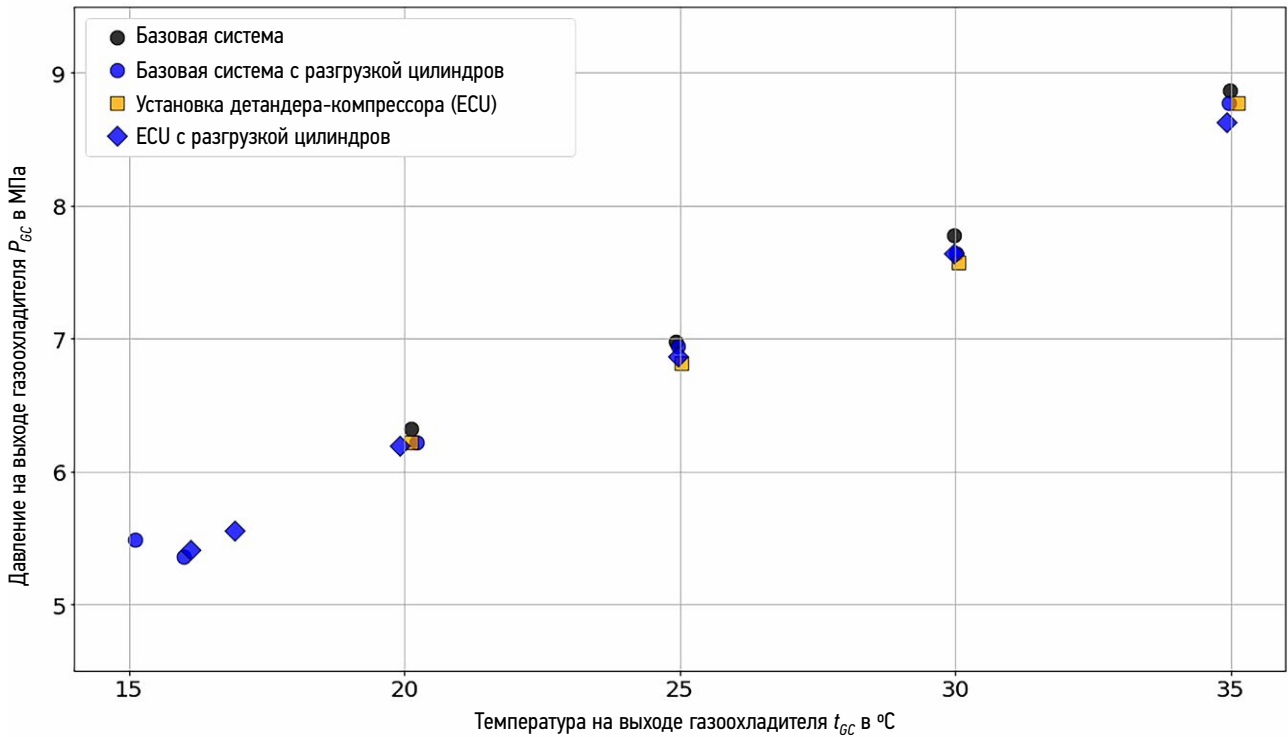
На рис. 2 показаны контрольные значения COP для базовой системы и для системы ECU для различных температур на выходе газоохладителя при использовании одной и той же частоты вращения компрессора МТ. Давление среды поддерживалось постоянным на уровне 3,5 МПа, а давление в газоохладителе было слегка отрегулировано для достижения максимальной эффективности, что показано на рис. 3. При снижении температуры на выходе из газоохладителя COP системы повышается за счет уменьшения работы по сжатию и увеличения

холодопроизводительности. При использовании компрессорно-детандерного цикла с экономайзером COP повышается примерно на 20%. При низких температурах на выходе из газоохладителя это повышение эффективности наиболее значительно, тогда как при более высоких температурах на выходе из газоохладителя работа системы с частичной нагрузкой за счет разгрузки цилиндров приводит к снижению эффективности как компрессора, так и установки детандера-компрессора. Вследствие ограничений по отводу теплоты в системе, было невозможно провести измерения без разгрузки цилиндров при температуре на выходе из газоохладителя ниже 20°C. При использовании разгрузки цилиндров массовый расход хладагента и, следовательно, отводимый тепловой поток уменьшаются. Соответственно, можно снизить давление и температуру на выходе газоохладителя и проводить измерения при более низкой температуре на выходе. Измерения, проведенные при температуре на выходе из газоохладителя 15°C, отличаются несколько более высоким давлением и большей разницей температур переохлаждения по сравнению с измерениями при 16°C, что также является результатом ограниченной теплопередачи в газоохладителе. Это оказывает незначительное влияние на КС. Самый высокий COP был измерен при самой низкой температуре на выходе из газоохладителя, которая составляет 15°C для базовой системы и 16°C для системы ECU. Измерения параметров систем



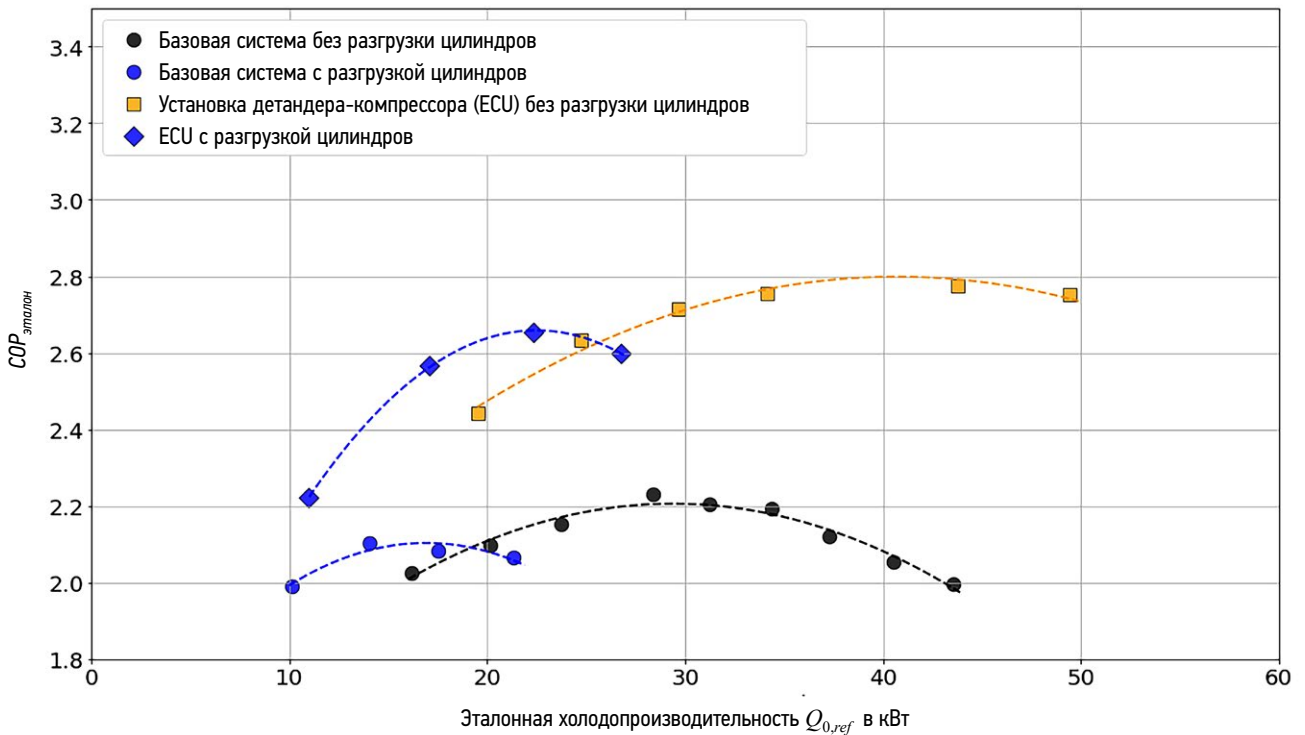
**Рис. 2.** Эффективность (эталонный COP) базовой системы и системы с экономайзером ECU с разгрузкой цилиндров и без нее при различных температурах на выходе из газоохладителя.

**Fig. 2.** Efficiency (reference COP) of the baseline system and ECU-economizer-system with and without cylinder unloading at varying gas cooler outlet temperatures.



**Рис. 3.** Давление в газохладителе в точках измерений, указанных на Рис. 2.

**Fig. 3.** Gas cooler pressures of measurements points associated with Fig. 2.



**Рис. 4.** Эталонный COP базовой системы и цикла детандер-компрессора с экономайзером при различной холодопроизводительности с температурой на выходе из газохладителя 30°C и давлением 7,5 МПа.

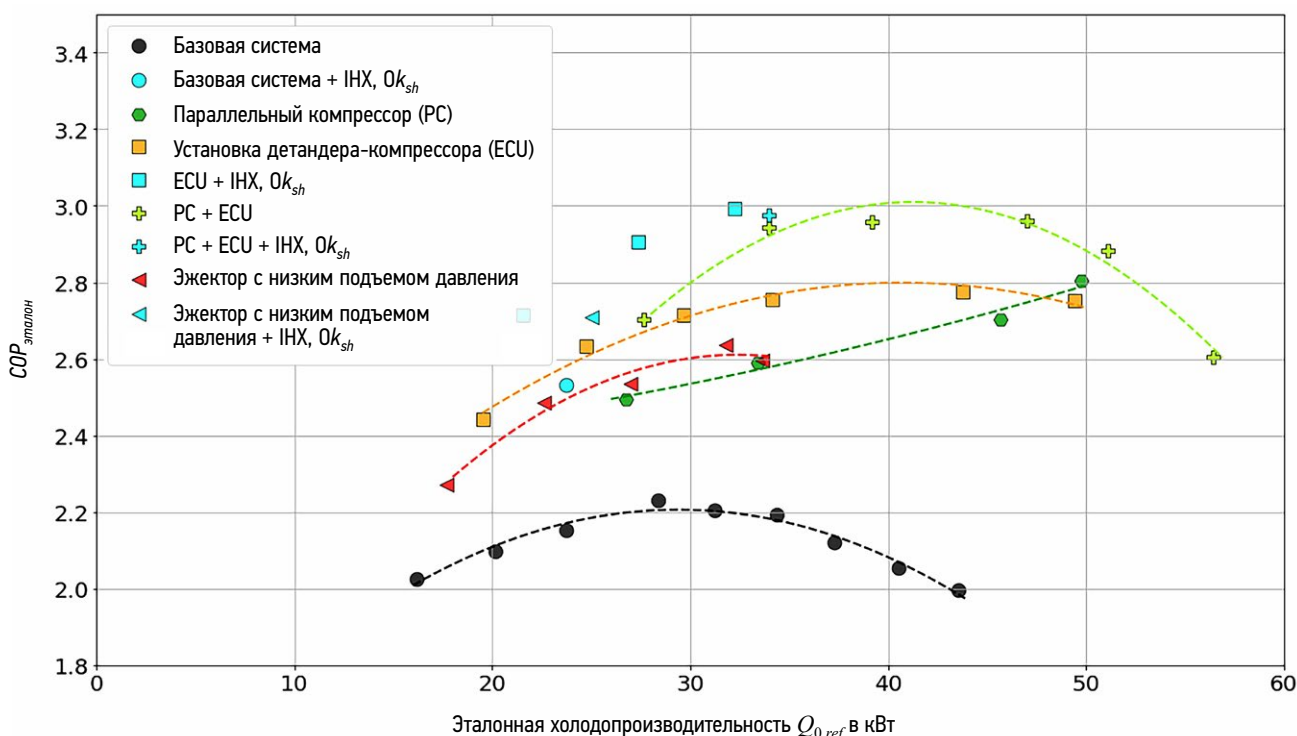
**Fig. 4.** Reference COP of baseline system and expander compressor economizer system at varying cooling capacities with 30°C gas cooler outlet temperature and 7.5 MPa gas cooler outlet pressure.

с разгрузкой цилиндров показывают несколько меньший COP без использования такой разгрузки как для базовой системы, так и для системы с ECU. Потери эффективности в базовом цикле происходят главным образом в компрессоре, что означает, что работа с частичной нагрузкой влияет на эффективность компрессора и системы.

Поскольку работа с частичной нагрузкой оказывает значительное влияние на эффективность, это стало предметом дальнейшего изучения. Параметры процесса были выбраны при температуре на выходе из газоохладителя  $30^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ K}$  и давлении  $7.5\text{ МПа} \pm 0.05\text{ МПа}$ . Частота работы компрессора МТ изменялась в диапазоне от 25 Гц до 65 Гц с шагом 5 Гц без использования разгрузки цилиндра и в диапазоне от 30 Гц до 60 Гц с шагом 10 Гц с использованием разгрузки цилиндра. Результаты этих измерений представлены на рис. 4. Эталонная система достигает наибольшей эффективности при частоте инвертора компрессора МТ от 40 до 45 Гц и общем диапазоне холодопроизводительности от 10 кВт до 44 кВт как при использовании частотного регулирования, так и при разгрузке цилиндров. В системе с использованием детандерно-компрессорного цикла с экономайзером (система ECU) доступная холодопроизводительность увеличивается примерно с 10 кВт до почти 50 кВт при частоте компрессора МТ 55 Гц. Эффективность усовершенствованной системы была повышена по всему диапазону на 20–40%, в зависимости от условий нагрузки.

Вследствие ограничения максимального объемного расхода установки детандера-компрессора измерения с частотой компрессора МТ выше 55 Гц или холодопроизводительностью 50 кВт не проводились. В системе ECU есть два способа достичь более высокой холодопроизводительности за счет снижения эффективности. Первый — увеличить высокое давление и плотность на входе в детандер для увеличения массового расхода при неизменном объемном расходе. За счет увеличения высокого давления и плотности на входе в детандер можно было бы достичь холодопроизводительности 56 кВт (см. рис. 5). Второй вариант заключается в параллельном использовании клапана высокого давления, что снижает эффективность за счет того, что не происходит переохлаждения всего массового расхода хладагента, но позволяет получить холодопроизводительность, определяемую ограничениями компрессоров. Оба варианта приводят к меньшему увеличению эффективности по сравнению с эталонной системой, но усовершенствованная система все равно демонстрирует преимущества по эффективности и холодопроизводительности по сравнению с базовой системой.

Рис. 5 дополняет рис. 4, демонстрируя эффективность работы системы параллельного сжатия, комбинации системы параллельного сжатия и ECU (PC+ECU), эжекторной системы низкого давления, а также их комбинации с испарителями с избыточной подачей жидкости (маркировка "0 Ksh"). Каждая система имеет оптимальную рабочую



**Рис. 5.** Эталонный COP при различной холодопроизводительности для различных конструкций систем при температуре на выходе из газоохладителя  $30^{\circ}\text{C}$  и давлении 7,5 МПа.

**Fig. 5.** Reference COP at varying cooling capacities for various system designs at  $30^{\circ}\text{C}$  gas cooler outlet temperature and 7.5 MPa gas cooler outlet pressure.



температуру, которая определяется максимальной эффективностью при определенной холодопроизводительности. Это является результатом особенностей работы компрессора МТ при частичной нагрузке и влияния других компонентов, к которым относятся параллельный компрессор, эжекторы и установка детандера-компрессора. Режим частичной нагрузки компрессора МТ отображается в виде кривой эталонной системы. В условиях фиксированного цикла изменяющиеся потери эффективности являются следствием изоэнтропного и объемного КПД компрессора при соответствующей скорости вращения, а также электрического КПД инвертора и двигателя при различных частотах и нагрузках двигателя. Система эжектора с низким подъемом давления демонстрирует аналогичное поведение и эффективность, как и система ECU, но предел применения эжектора находится на более низкой холодопроизводительности в 34 кВт при максимальной степени открытия регулировочной иглы. Кроме того, её эффективность выше, чем у эталонной системы, и близка к эффективности системы параллельного сжатия и цикла детандер-компрессора с экономайзером. Минимальная холодопроизводительность системы параллельного сжатия и ее комбинаций с циклом детандер-компрессора с экономайзером составляет около 27 кВт. Максимальная холодопроизводительность при параллельном сжатии не измерялась, так как она практически зависит только от производительности компрессора. Предел для его сочетания с системой ECU опять же определяется максимальным объемным расходом детандера и, таким образом, составляет около 50 кВт. Изображенная точка измерения системы РС+ECU холодопроизводительностью 56 кВт была выбрана при повышенном давлении, что приводит к вышеупомянутому снижению эффективности по сравнению с оптимальными параметрами.

Кроме того, измерения систем с избыточной подачей жидкости на испарители проводились при частоте компрессора МТ 30 Гц, а для системы ECU – дополнительно 25 Гц и 35 Гц. В результате повышения температуры кипения (+2,5 К) и, следовательно, давления всасывания холодопроизводительность увеличивается примерно на 10%. Эффективность базовой системы повышается примерно на 20%, в то время как для системы ECU и эжекторной системы эффективность повышается примерно на 10%. Для системы РС+ECU с испарителями с избыточной подачей жидкости увеличение холодопроизводительности и эффективности было незначительно. Одной из причин указанного эффекта является уменьшение количества дроссельного газа за счет использования внутреннего теплообменника и, как следствие, дополнительного переохлаждения. Эффективность параллельного сжатия строго связана с количеством дроссельного газа. Одним из вариантов усовершенствования системы является установка дополнительного внутреннего теплообменника в линии жидкости в качестве первичного контура и подключение выхода испарителя к стороне вторичного контура этого

теплообменника. Это обеспечивает минимальный перегрев вне испарителя без уменьшения количества дроссельного газа. Необходимо сохранить внутренний теплообменник между стороной высокого давления и стороной всасывания МТ, а температуру всасывания можно регулировать с помощью трехходового клапана, чтобы обеспечить достаточный перегрев и избежать недопустимо высоких температур на выходе из компрессора из-за высокой температуры всасываемого газа.

## 4. ВЫВОДЫ

В результате проведенных измерений можно утверждать, что использование усовершенствованных циклов CO<sub>2</sub> приводит к значительному повышению эффективности, особенно при транскритическом режиме работы. Благодаря сочетанию двух технологий, к которым относятся цикл детандер-компрессора с экономайзером (система ECU) с параллельным сжатием, испарители с избыточной подачей жидкости и эжекторы с избыточной подачей жидкости, можно добиться максимального COP. Кроме того, COP зависит от эффективности компрессора, которая является функцией холодопроизводительности. Поэтому необходимо тщательно подбирать компрессоры для систем, чтобы минимизировать потери из-за неблагоприятных условий работы компрессоров. Наконец, для оптимизации эффективности необходимо оптимизировать управление и уставки для каждой системы в отдельности, при этом простые системы с небольшим количеством параметров и взаимозависимостей, например, параллельное сжатие и система ECU, имеют преимущество перед системами с сильной зависимостью технологических параметров, например, эжекторными системами и испарителями с избыточной подачей жидкости. Поэтому дальнейшая работа может быть сосредоточена на разработке простых и легко управляемых, но при этом эффективных циклов и систем.

## СОКРАЩЕНИЯ

$p$  давление (МПа)

$Q_{0,ref}$  эталонная холодопроизводительность (Вт)

$T$  Температура (К)

$P_c$  Электрическая мощность (компрессор и инвертор) (Вт)

$h$  удельная энтальпия (Дж/кгК)

$COP_{ref}$  холодильный коэффициент (-)

$m$  массовый расход (кг/с)

$x$  паросодержание (-)

## БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают признательность Федеральному министерству экономики и энергетики Германии (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie), которое поддержало эту работу в рамках проекта 03ET1541A.



## ACKNOWLEDGMENTS

The authors gratefully acknowledge the German Federal Ministry for Economic Affairs and Energy (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie), who supported this work within the project 03ET1541A.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Настоящая статья представляет собой перевод статьи Doerffel C, Barta R, Thomas C, Hesse U. Experimental investigation of enhanced CO<sub>2</sub> refrigeration systems at varying operating conditions. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO<sub>2</sub> Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. World Guide to Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration. Brussels, Belgium. Shecco, 2020.
2. Javerschek O., Reichle M., Karbinger J. Optimization of Parallel Compression Systems. In: Proceedings of the 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. Edinburgh, 2016. doi: 10.18462/iir.gl.2016.1184
3. Karampour M., Sawalha S. State-of-the-art integrated CO<sub>2</sub> refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis // *Int. J. Refrigeration*. 2018. Vol. 86. P. 239–257.
4. Dugaria S., Calabrese L., Azzolin M., et al. Energy analysis of CO<sub>2</sub> refrigeration systems using measured values of compressor efficiency. In: Proceedings of the 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Valencia, 2018. doi: 10.18462/iir.gl.2018.1372
5. Elbel S., Hrnjak P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation // *Int. J. Refrigeration*. 2008. Vol. 31. P. 411–422.
6. Lucas C., Koehler J. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector // *Int. J. Refrigeration*. 2012. Vol. 36. P. 1595–1603.

## REFERENCES

1. *World Guide to Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration*. Brussels, Belgium. Shecco; 2020.
2. Javerschek O, Reichle M, Karbinger J. Optimization of Parallel Compression Systems. In: *Proceedings of the 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*. Edinburgh; 2016. doi: 10.18462/iir.gl.2016.1184
3. Karampour M, Sawalha S. State-of-the-art integrated CO<sub>2</sub> refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis. *Int. J. Refrigeration*. 2018;86:239–257.
4. Dugaria S, Calabrese L, Azzolin M, et al. Energy analysis of CO<sub>2</sub> refrigeration systems using measured values of compressor efficiency. In: *Proceedings of the 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*. Valencia; 2018. doi: 10.18462/iir.gl.2018.1372
5. Elbel S, Hrnjak P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered

Ohrid: IIF/IIR, 2021.

DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0023

Публикуется с разрешения правообладателя.

## ADDITIONAL INFORMATION

This article is a translation of the article by Doerffel C, Barta R, Thomas C, Hesse U. Experimental investigation of enhanced CO<sub>2</sub> refrigeration systems at varying operating conditions. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO<sub>2</sub> Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021.

DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0023

Published with the permission of the copyright holder.

7. Haida M., Banasiak K., Smolk J., et al. Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multiejector expansion work recovery module // *Int. J. Refrigeration*. 2016. Vol. 64. P. 93–107.
8. Nickl J., Will G., Quack H., Kraus W.E. Integration of a three-stage expander into a CO<sub>2</sub> refrigeration system // *Int. J. Refrigeration*. 2005. Vol. 28. P. 1219–1224.
9. Baek J.S., Groll E.A., Lawless P.B. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation // *Int. J. Refrigeration*. 2005. Vol. 28. P. 141–151.
10. Ferrara G., Ferrari L., Fiaschi D., et al. Energy recovery by means of a radial piston expander in a CO<sub>2</sub> refrigeration system // *Int. J. Refrigeration*. 2016. Vol. 72. P. 147–155.
11. Doerffel C., Thomas C., Hesse U. Experimental Results of various efficiency enhancing measures for CO<sub>2</sub> refrigeration systems. In: Proceedings of the 14th IIR Gustav-Lorentzen Conference on Natural Fluids, Virtual. Kyoto, 2020. doi: 10.18462/iir.gl.2020.1009
12. Technical Information CR11 system: Capacity control for reciprocating compressors for transcritical CO<sub>2</sub> applications. Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, 2018.

in transcritical R744 system operation. *Int. J. Refrigeration*. 2008;31:411–422.

6. Lucas C, Koehler J. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. *Int. J. Refrigeration*. 2012;36:1595–1603.
7. Haida M, Banasiak K, Smolk J, et al. Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multiejector expansion work recovery module. *Int. J. Refrigeration*. 2016;64:93–107.
8. Nickl J, Will G, Quack H, Kraus WE. Integration of a threestage expander into a CO<sub>2</sub> refrigeration system. *Int. J. Refrigeration*. 2005;28:1219–1224.
9. Baek JS, Groll EA, Lawless PB. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation. *Int. J. Refrigeration*. 2005;28:141–151.

10. Ferrara G, Ferrari L, Fiaschi D, et al. Energy recovery by means of a radial piston expander in a CO<sub>2</sub> refrigeration system. *Int. J. Refrigeration*. 2016;72:147–155.
11. Doerffel C, Thomas C, Hesse U. Experimental Results of various efficiency enhancing measures for CO<sub>2</sub> refrigeration systems.

- In: *Proceedings of the 14th IIR Gustav-Lorentzen Conference on Natural Fluids, Virtual*. Kyoto; 2020. doi: 10.18462/iir.gl.2020.1009
12. *Technical Information CRII system: Capacity control for reciprocating compressors for transcritical CO<sub>2</sub> applications*. Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH; 2018.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**\* Christian Doerffel,**

адрес: Дрезден, 01069, Германия;  
e-mail: christian.doerffel@tu-dresden.de

**Riley B. Barta,**

ORCID: 0000-0002-8833-7411

**Christiane Thomas,**

ORCID: 0000-0003-3031-9138

**Ullrich Hesse**

\* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

## AUTHORS' INFO

**\* Christian Doerffel,**

address: Dresden, 01069, Germany;  
e-mail: christian.doerffel@tu-dresden.de

**Riley B. Barta,**

ORCID: 0000-0002-8833-7411

**Ángel Á. Pardiñas,**

ORCID: 0000-0003-3031-9138

**Ullrich Hesse**