

# ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ ТРАНСКРИТИЧЕСКОЙ УГЛЕКИСЛОТНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ КОМПРЕССОРОМ

С. Эльбель<sup>1,2</sup>, П. Хрняк<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Центр кондиционирования и охлаждения воздуха, Университет Иллинойса в Урбана-Шампейн,  
США, 61801, Урбана, Иллинойс, Грин ст., 1206 W

<sup>2</sup>Компания «Creative Thermal Solutions, Inc.» (CTS),  
США, 61802, Урбана, Иллинойс, Уоллоу роуд, 2209 N

Перевод с английского  
М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Использование хладагента R744 в последние годы становится все шире в различных областях техники и технологии. В условиях эксплуатации при большой разнице между величинами температур источника теплоты и теплоотвода, применение двухступенчатого сжатия обеспечивает многочисленные преимущества в отношении энергоэффективности и температуры нагнетания компрессора. В данной статье представлены экспериментальные данные о транскритической компрессорной установке, работающей на R744 в условиях высоких температур теплоотвода. Была разработана и подтверждена результатами экспериментов полная расчетная модель системы. На основании этого программа расчета была использована для оптимизации системы, обеспечивающей двухступенчатый процесс сжатия. Оптимальная площадь теплопередачи определена из условия обеспечения эффективного охлаждения газа как между ступенями, так и после второй ступени сжатия. При этом система также была оптимизирована относительно оптимального промежуточного давления, и результаты показали, что именно для этой системы оптимальное давление в межступенчатом теплообменнике существенно отличается от стандартного подхода к проектированию, который использует среднее геометрическое между давлениями всасывания и нагнетания.

**Ключевые слова:** холодильная установка, моноблочный кондиционер, диоксид углерода, теплообменники, перекрытие площади теплообменной поверхности, холодопроизводительность, холодильный коэффициент, теоретические исследования, эксперимент.

*Перевод публикуется с разрешения авторов и Оргкомитета конференции «International Conference on Compressors and their Systems» (Лондон, 2019).*

## 1. Введение

CO<sub>2</sub> как хладагент (R744) считается перспективной заменой HFC-хладагентов из-за меньшего влияния на развитие парникового эффекта. Кроме того, R744 обеспечивает большую объемную холодопроизводительность, чем обычные HFC-хладагенты, что позволит получить большую эффективность охлаждения при аналогичных размерах системы [1]. Для применения в условиях большой разницы между температурой источника теплоты и температурой теплоотвода, использование двухступенчатого сжатия дает многочисленные преимущества в отношении энергоэффективности и температуры нагнетания компрессора. Пример, исследуемый в данной работе, — это кондиционер моноблочного

типа, представленный на рис. 1 и спроектированный для армейского применения в суровых климатических условиях. Эта установка была модернизирована применительно к R744, чтобы выдавать 10,5 кВт кондиционируемого воздуха при наружной температуре в 51,7 градуса Цельсия и внутренней в 32,2 градуса при 50 % относительной влажности.

## 2. Описание системы

Транскритическая система кондиционирования с R744 была разработана в макетной лаборатории, в которой воздушные теплообменники были установлены в специальных аэродинамических трубах. Схема системы кондиционирования показана на рис. 2. Эта система состоит из герметичного двух-

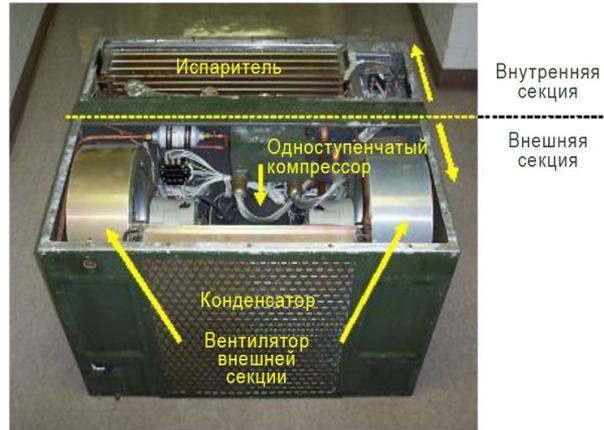


Рис. 1. Моноблочный воздушный кондиционер холодопроизводительностью 10,5 кВт при 52 °С/32 °С и относительной влажности 50 %  
 Fig. 1. Unitary type air-conditioner with 10,5 kW cooling capacity at 52 °С/32 °С — 50 % RH

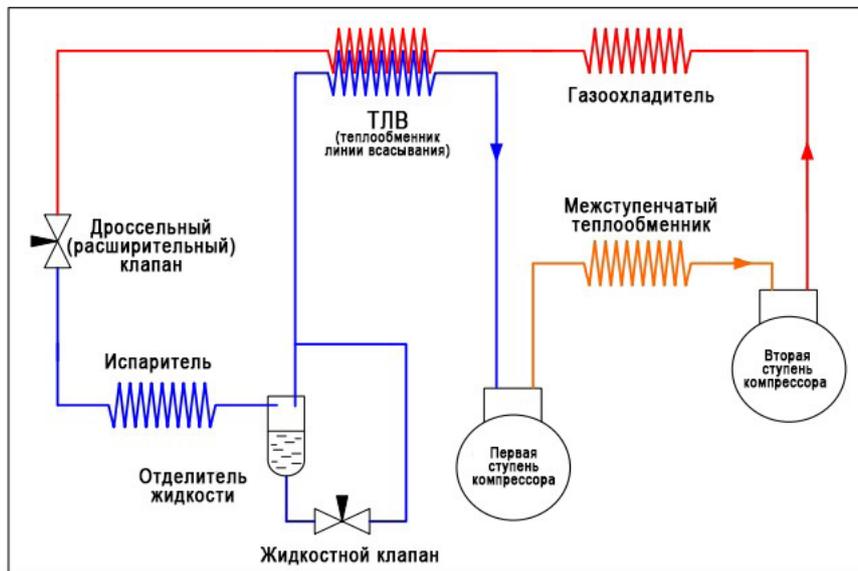


Рис. 2. Транскритическая система охлаждения R744, состоящая из двухступенчатого компрессора, межступенчатого теплообменника, газового охладителя, теплообменника всасывающей линии, расширительного клапана, испарителя и отделителя жидкости с жидкостным клапаном  
 Fig. 2. Transcritical R744 system consisting of two-stage compressor, gas cooler, suction line heat exchanger, expansion valve, evaporator, and accumulator with liquid valve

ступенчатого роторно-поршневого компрессора, межступенчатого теплообменника, газоохладителя, теплообменника на линии всасывания, ручного расширительного клапана, испарителя и отделителя жидкости.

Все теплообменники изготовлены из алюминиевых микроканальных трубок. Микроканальные трубки, используемые для охладителя газа, промежуточного теплообменника и испарителя, имели одинаковые размеры с шестью круглыми портами с номинальным гидравлическим диаметром 0,76 мм. Теплообменник линии всасывания имеет одиннадцать отверстий квадратной формы на стороне высокого давления и 17 отверстий квадратной формы на стороне низкого давления с номинальной длиной сторон 1,29 мм и 0,96 мм соответственно. В газоохладителе имеется четыре последовательно соединенные секции, в которые хладагент подает-

ся из общего входного коллектора. Он работал по перекрестно-противоточной схеме. Межступенчатый теплообменник имел четыре параллельные секции с перекрестной схемой потоков, а впускной коллектор хладагента использовался как распределитель. Межступенчатый теплообменник показал наибольшие возможности для усовершенствования благодаря его перекрестной схеме потоков. Перекрестно-противоточный испаритель состоит из двух последовательно соединенных секций и также имеет один входной коллектор. Противоточный теплообменник линии всасывания выполнен по принципу сэндвич-панели, в которой двухрядная сторона низкого давления состояла из трех параллельных трубок в каждом ряду, тогда как на стороне высокого давления было три параллельных трубки в один ряд. Компрессор имеет герметичную двухступенчатую конструкцию, размещенную в стальном

Таблица 1. Тестовая матрица для экспериментальной оценки транскритической системы R744  
 Table 1. Test matrix for experimental evaluation of transcritical R744 system

	Внешняя температура (°C)	Скорость потока окружающего воздуха (м³/с)	Внутренняя температура (°C)	Скорость потока внутри (м³/с)	Относительная влажность (внутренняя) (%)	Частота вращения вала компрессора (об/мин)
W1	32,2					
W2	43,3	0,8967	32,2	0,5663	20	3600
W3	51,7					

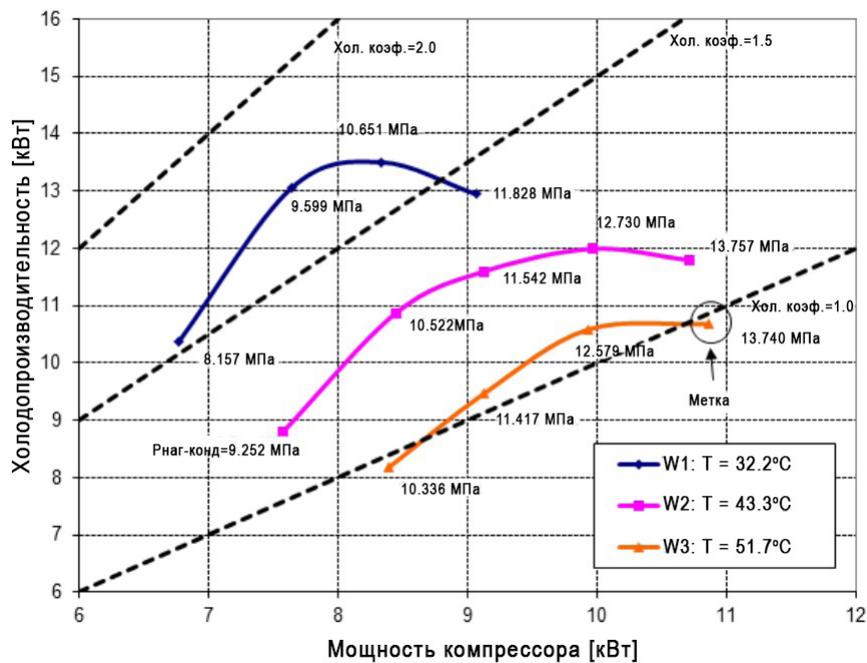


Рис. 3. Экспериментальная холодопроизводительность для условий W1, W2 и W3 (значения меток указывают давления нагнетания)

Fig. 3. Experimental cooling capacities for conditions W1, W2, and W3 (label values indicate highside pressures)

кожухе. Перед тем как поступить в межступенчатый теплообменник, нагнетаемый первой ступенью компрессора поток использовался для внутреннего охлаждения электродвигателя. Описанные объемы первой и второй ступеней составили 21,8 см³ и 13,2 см³ соответственно. Двигатель компрессора рассчитан на трехфазный ток 208 В, 30 А при 60 Гц при номинальной частоте вращения 3600 об/мин. Массовый расход хладагента при полной мощности был специально подобран таким образом, чтобы при 83 г/с компрессор не имел внешнего маслоотделителя. В качестве расширительного клапана использовался ручной дозирующий клапан с соответствующей чувствительностью, чтобы гарантировать повторяемость настроек клапана при сверхкритических режимах. Аккумулятор, использованный в экспериментах, также был прототипом и требовал внешний клапан дозирования жидкости. Дополнительные сведения о настройке можно найти в [2]. Аэродинамическая труба конструкции соответствует применимым отраслевым стандартам [3]. Применимы три независимые методики энергетических балансов для определения охлаждающей способ-

ности системы, а именно со стороны воздуха, со стороны хладагента и калориметрическим способом. Результаты экспериментов обычно совпадают и могут отличаться друг от друга на 5 %.

### 3. Результаты эксперимента

Тестовая матрица, приведенная в табл. 1, определяет условия, при которых была исследована система. Для каждого температурного режима наружного воздуха было исследовано несколько различных давлений нагнетания путем изменения открытия расширительного клапана. Заданный расход наружного воздуха состоял из потоков воздуха как газового охладителя, так и межступенчатого теплообменника, поскольку оба компонента были установлены в одном канале. Отношение площадей торца газового охладителя и торца межступенчатого теплообменника составило 3,053. Микроканальная трубка и геометрия ребер газового охладителя и межступенчатого теплообменника были идентичны. Поэтому было обосновано предположение о равных скоростях воздуха через обе составляющие.

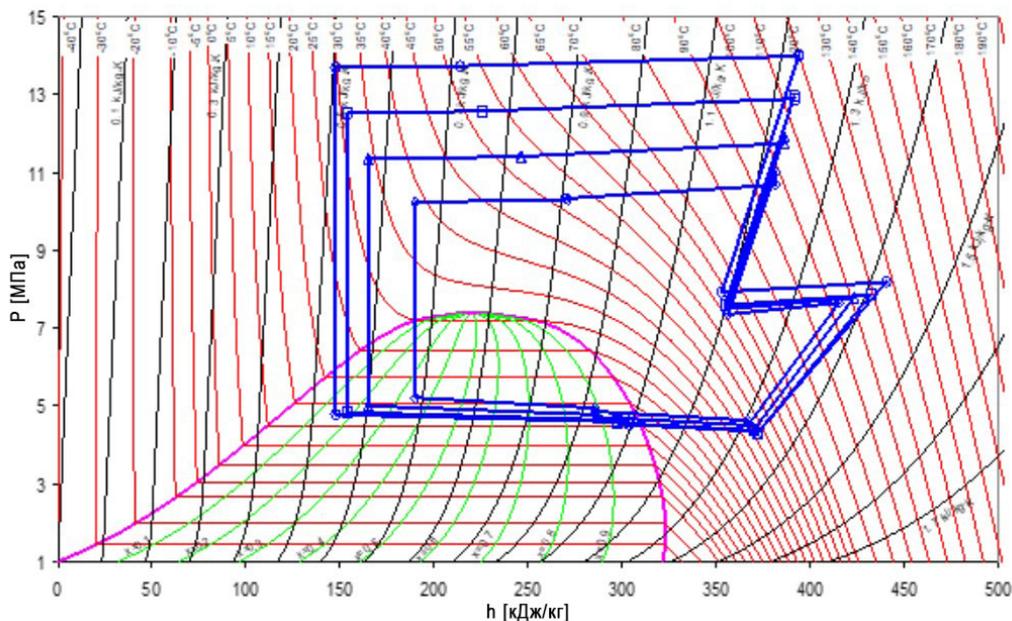


Рис. 4. Ph-диаграмма для тестовых условий W3 при различных давлениях нагнетания  
Fig. 4. Ph-diagram for test condition W3 at different high-side pressures

В этом случае объемные скорости воздушного потока были разделены в соответствии с тем же соотношением, что и площади их торцевых сечений.

### 3.1. КПД системы.

На рис. 3 представлены экспериментальные результаты проверки системы в тестовых условиях, указанных в табл. 1.

Как видно из рисунка, максимальная достигнутая холодопроизводительность составила 13,5 кВт при условии W1, при температуре окружающего наружного воздуха 32,2 °С. W2 имел температуру окружающего наружного воздуха 43,3 °С и результирующую максимальную мощность 12,0 кВт. В состоянии W3, номинальной точке, при температуре окружающего наружного воздуха 51,7 °С, максимальная холодопроизводительность составила 10,7 кВт. Система имела максимальный холодильный коэффициент 1,71, 1,29 и 1,07 при условиях W1, W2 и W3 соответственно. Ph-диаграмма для транскритической системы охлаждения R744 в состоянии W3 для различных давлений нагнетания показана на рис. 4.

Из рис. 4 можно увидеть, что степень повышения давления в первой ступени компрессора приблизительно постоянна, в то время как степень повышения давления во второй ступени значительно увеличивается с увеличением конечного давления нагнетания компрессора. Это связано с тем, что описанные объемы обеих ступеней компрессора постоянны и что на уровень промежуточного давления в межступенчатом теплообменнике в основном влияют условия внешнего охлаждения окружающей средой.

Поскольку высокое давление нагнетания хладагента представляет собой дополнительную степень свободы в транскритических системах R744, из предыдущих тестовых точек была выведена специфическая для системы стратегия регулирования давления. Как обсуждалось в работах [4–6], высокое давление нагнетания в системе оказывает значительное влияние на производительность, особенно для давлений в области выше критической точки, где изотермы R744 имеют S-образную форму. Это

означает, что при тех же внешних условиях окружающей среды (температура воздуха и расход) небольшое увеличение давления нагнетания приводит к значительному изменению энтальпии на выходе из газового охладителя, что в конечном итоге увеличивает разность энтальпий, получаемую в испарителе. Это увеличение разности энтальпий в испарителе приводит к более высокой общей степени сжатия компрессора и, следовательно, к увеличению величины затраченной работы системы. Это обстоятельство приводит к тому, что для каждого из двух условий имеется свое давление нагнетания, определяющее максимальную эффективность. Высокое давление нагнетания, при котором достигается максимальный КПД, как правило, ниже давления, при котором система имеет наибольшую холодопроизводительность. На основе экспериментальных данных были получены зависимости для определения этих давлений, представленные уравнениями (1) и (2):

$$\text{Maximum } Q: P_{opt} [\text{MPa}] = 0,2137T_{gc,r,out} [^{\circ}\text{C}] + 3,0021, \quad (1)$$

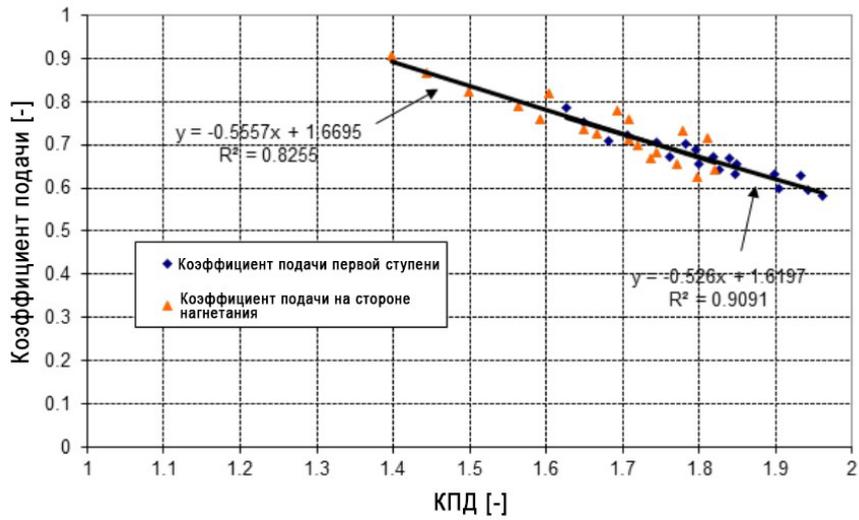
$$\text{Maximum } COP: P_{opt} [\text{MPa}] = 0,2137T_{gc,r,out} [^{\circ}\text{C}] + 3,991. \quad (2)$$

### 3.2. Производительность компрессора.

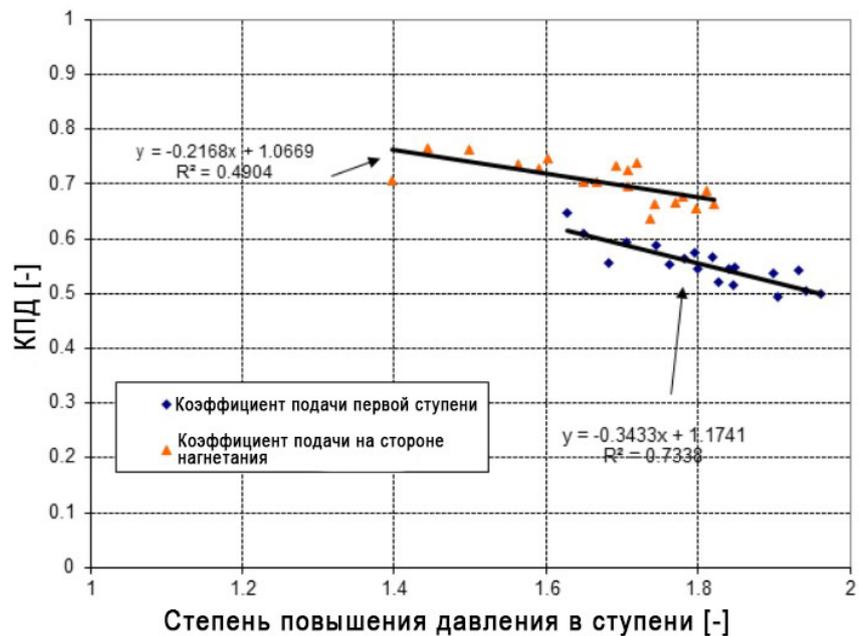
Также был проанализирован герметичный двухступенчатый компрессор. На рис. 5а, б показаны коэффициент подачи и КПД компрессора, определенные в результате испытаний системы. Согласно [7], коэффициент подачи определяется уравнением (3):

$$\lambda = \frac{\dot{m}_r v_r}{\omega V_d}. \quad (3)$$

Предполагалось, что частота вращения вала компрессора, хотя и не измеренная непосредственно, составляла 3600 об/мин, что соответствует используемому источнику питания на 60 Гц. Также предполагалось, что между ступенями сжатия в ком-



а)



б)

Рис. 5. а) коэффициент подачи; б) КПД ступеней сжатия двухступенчатого компрессора, работающего на R744

Fig. 5. a) volumetric; b) compression stage efficiencies of the R744 two-stage compressor

прессоре не было значительных внутренних утечек. Таким образом, массы рабочего в обеих ступенях сжатия были приняты равными. Коэффициент подачи был рассчитан независимо для двух ступеней сжатия, и он показан на рис. 5а.

Согласно [7], КПД процесса сжатия определяется как соотношение разности энтальпий изоэнтропического сжатия и разности энтальпий, требуемых для фактического процесса сжатия, как показано в уравнении (4):

$$\eta_{сж} = \frac{\Delta h_{\text{изоэнтропическое}}}{\Delta h_{\text{фактическое}}} \quad (4)$$

На рис. 5б показаны зависимости КПД процесса сжатия для обеих ступеней от их степеней повышения давления. При одинаковых степенях давления

на стороне всасывания и на стороне нагнетания результирующие коэффициенты подачи обеих ступеней на рис. 5а были примерно равны. Это не относится к КПД на рис. 5б, который был неизменно ниже для процесса сжатия в ступени низкого давления. Это происходит потому, что поток пара, выходящий из первой ступени компрессора, используется внутри для охлаждения электродвигателя, приводящего в действие компрессор, прежде чем он подается в межступенчатый теплообменник. Это означает, что температура потока, поступающего во вторую ступень компрессора, искусственно повышается.

#### 4. Описание имитационной модели

Система R744 была смоделирована посредством метода конечных элементов с использованием про-

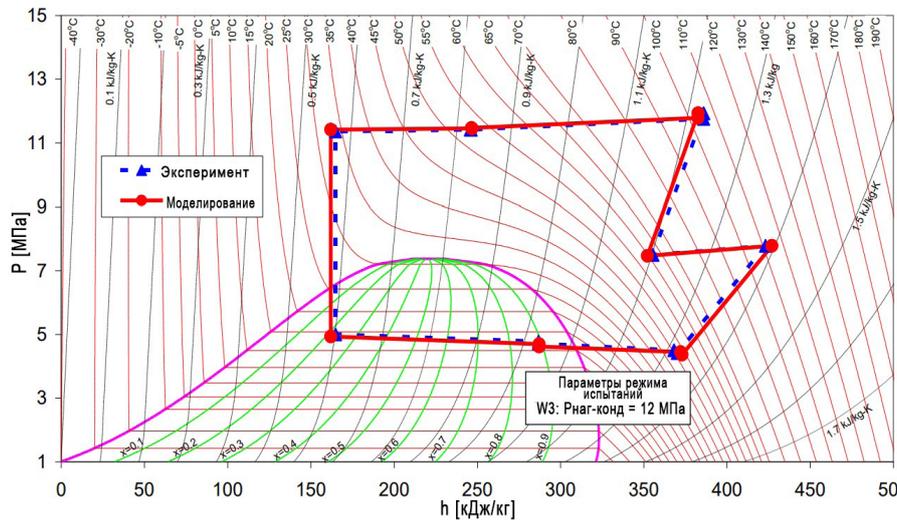


Рис. 6. Сравнение экспериментальных результатов и результатов моделирования в Ph-диаграмме для условия испытания W3 при давлении на стороне нагнетания в 12 МПа  
 Fig. 6. Comparison of experimental and simulated results in a Ph-diagram for test condition W3 at a high-side pressure of 12MPa

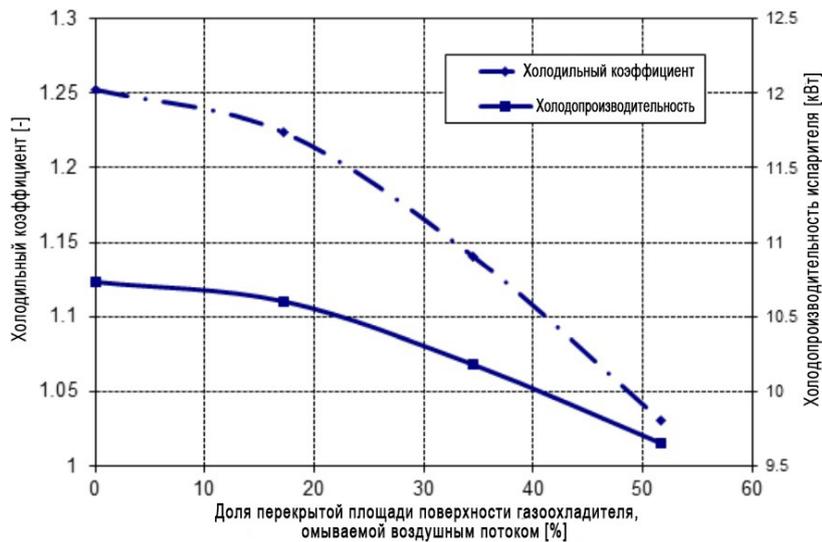


Рис. 7. Экспериментальные характеристики системы при частично перекрытой площади воздушной поверхности газоохладителя в зависимости от степени ее перекрытия при фиксированных внутренних и внешних потоках воздуха в состоянии W2  
 Fig. 7. Experimental system performance for partially covered gas cooler air-side area as a function of the covered area at fixed indoor and outdoor air flow rates at condition W2

граммного обеспечения EES [8]. В модели использовалась схема решения задач по методу Ньютона–Рафсона (метод касательных). Стационарная модель была первоначально разработана по описанию [9] и модифицирована для данного исследования. Модель двухступенчатого компрессора была реализована на основе экспериментально определенных соотношений для коэффициента подачи и КПД, описанных выше. Структуры моделей охладителя газа и межступенчатого теплообменника одинаковы, хотя последний имеет перекрестную схему потоков, в то время как газоохладитель выполнен в виде теплообменника с поперечно-перекрестной схемой потоков. Из-за сдвигов по температуре было выбрано большое количество конечных элементов как для охладителя газа, так и для межступенчатого теплообменника. Каждая микроканальная

трубка для каждой пластины была разделена на 40 элементов одинакового размера. Для решения задачи о скоростях теплопередачи отдельных элементов был выбран метод моделирования UA-LMTD. Особое внимание было уделено моделированию реальной структуры теплообменника в сочетании с действительными соотношениями коэффициентов теплопередачи для воздуха и холодильного агента и потерь давления. Используемые моделируемые соотношения и более подробное описание модели других компонентов можно найти в [2].

Результаты моделирования холодопроизводительности и холодильного коэффициента находились в пределах  $\pm 10\%$  от экспериментальных результатов для большинства точек данных. На рис. 6 сравниваются экспериментальные результаты и результаты моделирования в Ph-диаграмме.

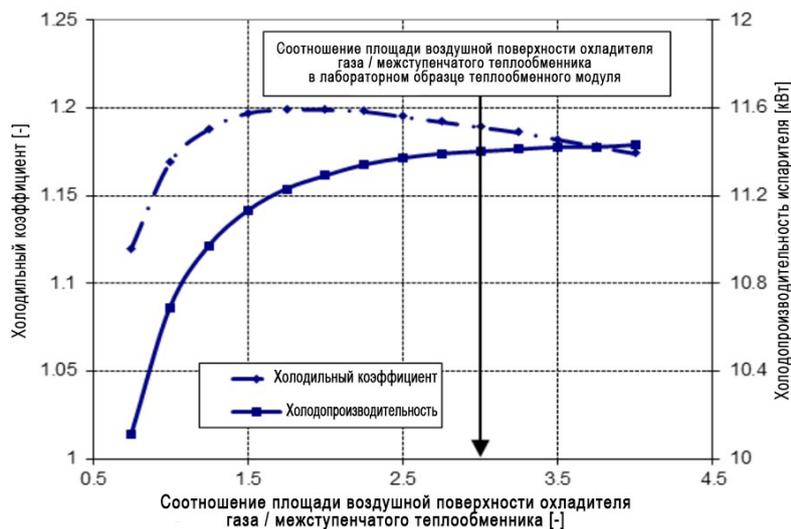


Рис. 8. Расчетные характеристики системы при частично перекрытой площади проточной части газоохладителя газа, функционирующей в зависимости от соотношения их площадей теплообмена при фиксированных внутренних и наружных потоках воздуха в состоянии W2

Fig. 8. Simulated system performance for partially covered gas cooler air-side area as a function of the covered area at fixed indoor and outdoor air flow rates at condition W2

## 5. Оптимизация системы

### 5.1. Холодопроизводительность.

В этом разделе рассматривается вопрос о том, как доступная для охлаждения воздушным потоком поверхность теплообменника должна быть распределена между газоохладителем и межступенчатым теплообменником для того, чтобы увеличить до максимума холодопроизводительность системы при остальных неизменных условиях. Начальное соотношение площади воздушной поверхности охладителя газа/межступенчатого теплообменника, определяемое размерами опытных теплообменников, составляло 3:1. Для того, чтобы изменить это соотношение, площадь торца межступенчатого теплообменника поддерживалась постоянной, в то время как части торца охладителя газа были покрыты лентой из алюминиевой фольги. Поскольку общая скорость потока наружного воздуха также поддерживалась постоянной, этот метод позволял варьировать распределение скорости потока между двумя теплообменниками.

Для исследуемого условия испытаний влияние уменьшенной площади торца охладителя газа для холодильного коэффициента и холодопроизводительности становится важным, если закрытая площадь составляет более 15%, как показано на рис. 7. До данного значения производительность системы почти также высока, как в случае открытого охладителя газа. Как только 20% или более площади теплообменника закрыто, падение производительности становится значительным.

Имитационная модель была использована для определения максимальной холодопроизводительности при распределении площади воздушной поверхности между охладителем газа и межступенчатым теплообменником. При аналитическом определении КПД системы учитывалась мощность, необходимая для работы внутренних и наружных вентиляторов. Однако, в отличие от экспериментов, общая площадь торца воздушной поверхности наружного змеевика, состоящая из охладителя газа

и межступенчатого теплообменника, поддерживалась постоянной, заданной параметрами экспериментальных теплообменников. Таким образом, когда производительность системы моделировалась с уменьшенными площадями воздушных поверхностей охладителя газа, площадь торца межступенчатого теплообменника пропорционально увеличивалась для поддержания сходных общих размеров наружного змеевика.

На рис. 8 представлены результаты моделирования для соотношения площади воздушной поверхности охладителя газа/межступенчатого теплообменника между 0,75 и 4. В соответствии с результатами, показанными на рис. 8, производительность системы существенно не изменилась в непосредственной близости от исходного соотношения, то есть холодильный коэффициент и холодопроизводительность испарителя не сильно уменьшились в случаях, когда исходная площадь воздушной поверхности охладителя газа была закрыта менее чем на 15%. Однако холодопроизводительность может быть еще больше увеличена, если для охладителя газа используется больше доступного пространства наружного змеевика. В то же время холодильный коэффициент системы постоянно падает. Это происходит потому, что пониженная температура в методе с охладителем газа в конечном итоге увеличивает разность энтальпий хладагента на стороне испарителя и, следовательно, холодопроизводительность. Холодильный коэффициент в этом случае уменьшается из-за уменьшения площади воздушной поверхности пароохладителя, что приводит к увеличению работы компрессора второй ступени.

В противоположном случае с увеличенными площадями межступенчатого теплообменника и пропорционально уменьшенными площадями газоохладителя холодопроизводительность падает, в то время как холодильный коэффициент увеличивается. На рис. 8 также показано, что максимальный холодильный коэффициент системы достигается для соотношений площадей газоохладителя/межступенчатого теплообменника между 1,5 и 2. При

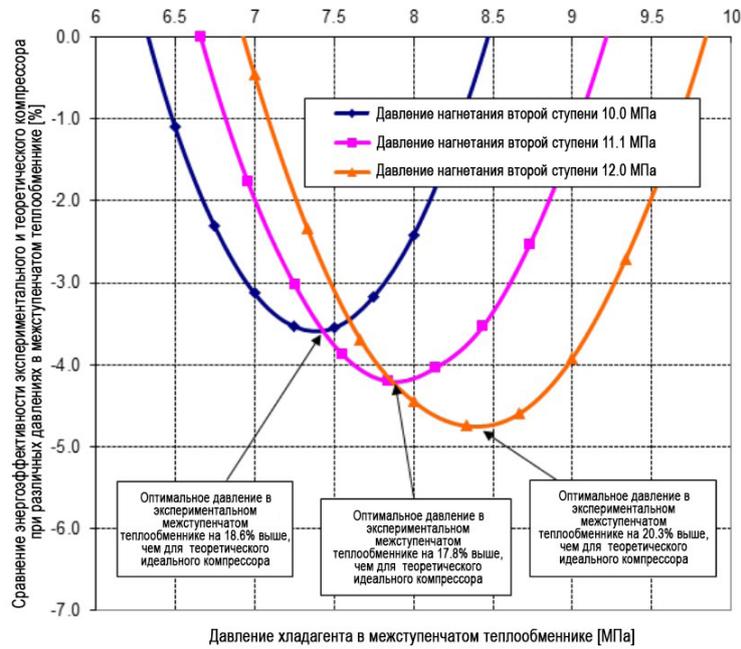


Рис. 9. Энергоэффективность в зависимости от давления в межступенчатом теплообменнике для различных давлений нагнетания второй ступени при условии W2  
 Fig. 9. Work savings potential as a function of the intercooler pressure for various high-stage discharge pressures at condition W2

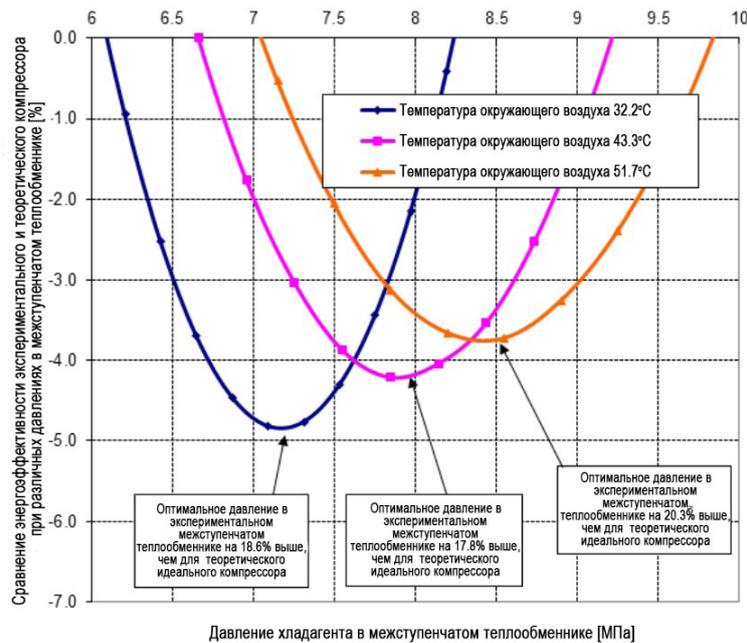


Рис. 10. Энергоэффективность в зависимости от давления в межступенчатом теплообменнике при различных температурах наружного воздуха  
 Fig. 10. Work savings potential as a function of the intercooler pressure for various ambient outdoor temperatures

меньших соотношениях снижение холодопроизводительности становится непропорционально высоким по отношению к уменьшению работы сжатия, что объясняет существование локального максимума холодильного коэффициента. Исходя из этого анализа можно сделать вывод, что первоначальный выбор создания охладителя газа и межступенчатого теплообменника с соотношением площади воздушной поверхности 3 был обоснованным. Однако,

чтобы увеличить эффективность системы до максимума, необходимо уменьшить соотношение площадей теплообмена газоохладителя / межступенчатого теплообменника, омываемых воздухом.

#### 5.2. Холодильный коэффициент.

Еще одним важным конструктивным параметром является выбор величины давления в межступенчатом теплообменнике. В литературе [10] предполагается, что для любой общей степени по-

вышения давления в компрессоре существует максимальный холодильный коэффициент при таком давлении в межступенчатом теплообменнике, которое определяется из геометрического среднего соответствующих давлений нагнетания и всасывания, как показано в уравнении (5).

$$P_{\text{межступенч. опт}} = \sqrt{P_{\text{вс}} \cdot P_{\text{наг}}} \quad (5)$$

Однако уравнение (5) может быть получено только при нескольких допущениях: термически и калорически совершенный газ, изоэнтропийные процессы сжатия, одинаковые температуры всасывания на обеих ступенях компрессора и незначительный перепад давления хладагента в межступенчатом теплообменнике. Для того чтобы хотя бы частично исключить некоторые из этих грубых допущений, было проведено численное моделирование процессов сжатия. Модель основана на численном интегрировании рабочих параметров сжатия, которые могут быть представлены областями под линиями сжатия на диаграмме давление — удельный объем. Модель учитывает реальные свойства R744, а не поведение идеального газа, и допускает неизоэнтропийные процессы сжатия.

При температуре окружающего воздуха 43,3 °C и КПД процесса сжатия 0,65 влияние давления нагнетания ступени давления нагнетания на энергоэффективность показано на рис. 9.

При самом низком давлении нагнетания 10,0 МПа система требует на 3,6 % меньше работы на сжатие при оптимальном межступенчатом давлении по сравнению со значением, предложенным в уравнении (5).

Оптимальное межступенчатое давление в этом случае на 18,6% выше теоретической величины. При более высоких давлениях нагнетания потенциал экономии увеличивается до 4,2% при 11,1 МПа и 4,7% при 12,0 МПа. То есть чем выше давление нагнетания, тем важнее становится работа межступенчатого теплообменника при оптимальном межступенчатом давлении для получения минимальной величины затрачиваемой работы. Таким образом, поддержание оптимального давления в межступенчатом теплообменнике увеличивает холодильный коэффициент системы, особенно при высоких нагрузках на испаритель, поскольку такие условия обычно требуют более высокого давления нагнетания во второй ступени компрессора.

Такой же анализ был проведен для различных температур наружного воздуха, как показано на рис. 10. Давление нагнетания второй ступени регулировалось в соответствии с необходимостью обеспечения максимального холодильного коэффициента в соответствии с корреляцией, приведенной в уравнении (2). КПД процесса сжатия также принимался равным 0,65.

Для рассматриваемого диапазона температур наружного воздуха максимально возможное снижение работы происходит при 32,2 °C, где система требует почти на 5% меньше работы при максимальном межступенчатом давлении по сравнению со значением давления, заданным идеализированным уравнением. Как и прежде, численно определенные оптимальные давления в промежуточном охладителе значительно отклоняются (от 16,3% до 21,4%) от идеализированных значений давления, предложенных в уравнении (5). Таким образом, возможное снижение затрачиваемой работы становится больше при более низких температурах

наружного воздуха, улучшая производительность системы, в частности, при умеренных условиях окружающей среды.

## 6. Выводы

Экспериментально и с помощью имитационной модели исследована транскритическая углекислотная система (хладагент R744), предназначенная для кондиционирования воздуха в условиях высоких температур окружающей среды. В то время как расчетная холодопроизводительность была достигнута при номинальных условиях, использование двухступенчатого компрессора в сочетании с межступенчатым теплообменником позволяет дополнительно усовершенствовать систему. В то время как выбор соотношения площади газового охладителя к площади межступенчатого теплообменника равным 3 представляется разумным выбором, более высокие холодильные коэффициенты могут быть достигнуты при увеличении площади межступенчатого теплообменника за счет размера газового охладителя. Однако следует отметить, что величина холодопроизводительности изменяется в противоположном направлении. Для оптимизированных соотношений промежуточных давлений были определены более высокие потенциалы улучшения с увеличением холодильного коэффициента примерно до 5%, что показывает обычно используемое геометрическое среднее высокого и низкого боковых давлений следует понимать просто как общее руководство по проектированию.

### Обозначения

#### Символы

COP — холодильный коэффициент (—);  
*h* — удельная энтальпия (кДж/кг);  
 HFC — гидрофторуглерод;  
 LMTD — средняя логарифмическая разность температур (K);  
*m* — массовый расход (кг/с);  
*P* — давление (кПа);  
*Q* — тепловая мощность (кВт);  
 RH — относительная влажность;  
 SLHX — теплообменник всасывающей линии;  
*T* — температура (°C);  
 UA — общий коэффициент теплопередачи, умноженный на площадь (кВт/К);  
*V* — объем (м<sup>3</sup>);  
 W1-3 — условия испытаний.

### Греческие

$\Delta$  — разница;  
 $\eta$  — эффективность (—);  
*v* — удельный объем (м<sup>3</sup>/кг);  
 $\omega$  — частота вращения (об/мин).

### Подстрочные индексы

ca1 — поток наружного охлаждающего воздуха;  
 d — перемещение;  
 gc — газовый охладитель;  
 max — максимальный;  
 opt — оптимум;  
 out — на выходе;  
 r — хладагент.

### Благодарности

Авторы хотели бы поблагодарить компании-члены Центра кондиционирования и охлаждения воз-

духа университета Иллинойса в столичном районе Шампейн-Урбана за финансовую и техническую поддержку и компанию Creative Thermal Solutions, Inc. (CTS) за техническую поддержку.

#### Список источников

1. Connaghan M. Experimental Investigation of a Breadboard Model of a Carbon Dioxide U.S. Army Environmental Control Unit // International Refrigeration and Air Conditioning Conf. 2002. Paper 582.
2. Elbel S. W., Hrnjak P. S. Experimental and Analytical Validation of New Approaches to Improve Transcritical CO<sub>2</sub> Environmental Control Units: Report. ACRC CR-52. Urbana, IL: University of Illinois, 2003. 140 p.
3. ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA92). Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1992. 5 p.
4. McEnaney R. P., Yin J. M., Bullard C. W., Hrnjak P. S. An Investigation of Control-Related Issues in Transcritical R744 and Subcritical R134a Mobile Air-Conditioning Systems: Report. ACRC Report CR-19. Urbana, IL: University of Illinois, 1999. 10 p.
5. Elbel S. Erste Regelungskonzepte eines Fahrzeugsystems für hohen thermischen Insassenkomfort: Diploma Thesis at Daimler Chrysler. Stuttgart, 2000.
6. Inokuty H. Graphical Method of Finding Compression Pressure of CO<sub>2</sub> Refrigerating Machine for Maximum Coefficient of Performance // Proc. of the 5th Int. Congress of Refrigeration, April 9–15, 1928. Rome, Italy, 1928. P. 185–192.
7. HVAC Systems and Equipment: ASHRAE Handbook. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2000. SI ed. Chapter 34.
8. EES: Engineering Equation Solver — Academic Version F-Chart Software. Madison, WI, 2019.
9. Yin J. M. MAC2R744 System Model Description. Internal ACRC Document. Urbana, IL: University of Illinois, 2001.

10. Moran M. J., Shapiro H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 4th ed. New York, NY USA: Wiley & Sons, 2000. P. 463–464. ISBN 978-1-118-41293-0; 978-1-118-82044-5.

Сведения о переводчике

**ФЕДОРОВА Мария Александровна**, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Elbel S., Hrnjak P. Performance optimization of two-stage compressor system using transcritical R744 // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012034. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012034.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012034/pdf>

Адрес для переписки: sidorova\_ma79@mail.ru

#### Для цитирования

Эльбель С., Хрняк П. Оптимизация рабочих режимов транскритической углекислотной холодильной установки с двухступенчатым компрессором = Elbel S., Hrnjak P. Performance optimization of two-stage compressor system using transcritical R744 / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 2. С. 66–77. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-66-77.

Перевод поступил в редакцию 30.04.2021 г.

© С. Эльбель, П. Хрняк

# PERFORMANCE OPTIMIZATION OF TWO-STAGE COMPRESSOR SYSTEM USING TRANSCRITICAL R744

S. Elbel<sup>1,2</sup>, P. Hrnjak<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign,  
USA, Urbana, IL, Green St., 1206 W, 61801

<sup>2</sup>Creative Thermal Solutions, Inc. (CTS),  
USA, Urbana, IL, Willow Rd., 2209 N, 61802

Translated from English

**M. A. Fedorova**

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The use of transcritical R744 systems has become increasingly popular in recent years in a variety of different applications. For applications that span a wide temperature range between the heat source and heat sink, the use of two-stage compressor results in numerous advantages in terms of efficiency and compressor discharge temperature. This paper presents experimental data for a transcritical R744 compressor system operating at high heat rejection temperatures. A comprehensive system model was developed and validated with the experimental results. Based on this, the simulation tool was used to further optimize the system design specifically to accommodate the two-stage compression process. The optimum heat transfer area distribution has been determined to simultaneously ensure efficient intercooling at intermediate pressure and gas cooling at the high-pressure level. Simultaneously, the system was also optimized with respect to optimal intermediate pressure and the results show that for this particular system, the optimum intercooler pressure deviated substantially from the standard design approach that uses the geometric mean between suction and discharge pressures.

**Keywords:** refrigeration unit, unitary-type air conditioner, carbon dioxide, heat exchangers, covered heat exchange air-side area, volumetric cooling capacity, refrigeration coefficient of performance (COP), theoretical research, experiment.

*Printed by permission from the authors and the Centre for Compressor Technology (International Conference on Compressors and their Systems. London, 2019).*

## Acknowledgements

The authors would like to thank the member companies of the Air Conditioning and Refrigeration Center at the University of Illinois at Urbana-Champaign for their financial and technical support and Creative Thermal Solutions, Inc. (CTS) for their technical support.

## References

1. Connaghan M. Experimental Investigation of a Breadboard Model of a Carbon Dioxide U.S. Army Environmental Control Unit // International Refrigeration and Air Conditioning Conf. 2002. Paper 582. (In Engl.).
2. Elbel S. W., Hrnjak P. S. Experimental and Analytical Validation of New Approaches to Improve Transcritical CO<sub>2</sub> Environmental Control Units: Report. ACRC CR-52. Urbana, IL: University of Illinois, 2003. 140 p. (In Engl.).
3. ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA92). Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1992. 5 p. (In Engl.).
4. McEnaney R. P., Yin J. M., Bullard C. W., Hrnjak P. S. An Investigation of Control-Related Issues in Transcritical R744 and Subcritical R134a Mobile Air-Conditioning Systems: Report. ACRC Report CR-19. Urbana, IL: University of Illinois, 1999. 10 p. (In Engl.).
5. Elbel S. Erste Regelungskonzepte eines Fahrzeugsystems für hohen thermischen Insassenkomfort: Diploma Thesis at Daimler Chrysler. Stuttgart, 2000. (In Germ.).
6. Inokuty H. Graphical Method of Finding Compression Pressure of CO<sub>2</sub> Refrigerating Machine for Maximum Coefficient of Performance // Proc. of the 5th Int. Congress of Refrigeration, April 9–15, 1928. Rome, Italy, 1928. P. 185–192. (In Engl.).
7. HVAC Systems and Equipment: ASHRAE Handbook. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2000. SI ed. Chapter 34. (In Engl.).
8. EES: Engineering Equation Solver — Academic Version F-Chart Software. Madison, WI, 2019. (In Engl.).
9. Yin J. M. MAC2R744 System Model Description. Internal ACRC Document. Urbana, IL: University of Illinois, 2001. (In Engl.).

10. Moran M. J., Shapiro H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 4th ed. New York, NY USA: Wiley & Sons, 2000. P. 463–464. ISBN 978-1-118-41293-0; 978-1-118-82044-5. (In Engl.).

About the translator

**FEDOROVA Maria Aleksandrovna**, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.

SPIN-code: 5636-7474; AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Address for correspondence: sidorova\_ma79@mail.ru

#### For citations

Elbel S., Hrnjak P. Performance optimization of two-stage compressor system using transcritical R744 / trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 2. P. 66–77. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-66-77.

Received April 30, 2021.

© S. Elbel, P. Hrnjak