

УДК 62-566

doi: 10.18698/0536-1044-2020-2-35-44

# Теоретическая оценка влияния систем охлаждения и рекуперации на энергоэффективность компрессорных агрегатов на базе поршневых длинноходовых ступеней

В.Л. Юша, С.С. Бусаров, Г.И. Чернов

ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет»

## Theoretical Assessment of the Impact of Cooling and Recovery Systems on Energy Efficiency of Compressor Units Based on Long Stroke Piston Stages

V.L. Yusha, S.S. Busarov, G.I. Chernov

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University

В настоящее время поршневые и мембранные компрессорные агрегаты среднего и высокого давления (3,0...10,0 МПа и более) и малой производительности (0,001...0,03 м<sup>3</sup>/с) сохраняют свою конкурентоспособность. Улучшить их технические характеристики можно разными путями, в том числе применением длинноходовых ступеней. В одной такой ступени давление газа может быть увеличено с 0,1 до 3,0...11,0 МПа без превышения температурных ограничений. Одно из направлений исследования таких ступеней — определение наиболее эффективного теплового режима их работы. Возможными вариантами являются создание квазиизотермического рабочего процесса сжатия с интенсивным внешним охлаждением цилиндра и квази-адиабатного рабочего процесса сжатия без интенсивного внешнего охлаждения цилиндра. Приведены результаты теоретической оценки эффективности применения систем охлаждения и рекуперации в компрессорных агрегатах на базе поршневых длинноходовых ступеней. Показана возможность обеспечения режима, при котором температура нагнетаемого газа отличается от температуры газа на всасывании на 40...80 К, что для отношения давления нагнетания к давлению всасывания, составляющего 30...100, следует признать хорошим достижением. Выявлена теоретическая возможность увеличения температуры нагнетания до 500...900 К, что позволяет эффективно использовать систему рекуперации теплоты сжатых газов на основе цикла Ренкина.

**Ключевые слова:** компрессорные агрегаты, поршневые длинноходовые ступени, системы рекуперации, цикл Ренкина, мертвый объем, квазиизотермический рабочий процесс, квазиадиабатный рабочий процесс

At present, piston and membrane compressor units in the range of medium and high pressure (3.0–10.0 MPa and more) and low productivity (0.001–0.03 m<sup>3</sup>/s) retain their competitiveness. Their technical characteristics can be improved in many ways, for example, by using long stroke stages. In one such stage, the gas pressure can be increased from 0.1 to 3.0–11.0 MPa without exceeding temperature limits. One of the research directions of such stages is to determine the most efficient thermal mode of operation of the stage. A ‘quasi-isothermal’ working process of compression with intensive external cooling

of the cylinder and a 'quasi-adiabatic' working process of compression without intensive external cooling of the cylinder are considered as possible options. The article presents the results of a theoretical assessment of the effectiveness of the use of cooling and recovery systems in compressor units based on long-stroke piston stages. The possibility of providing a mode where the discharge gas temperature differs from the gas temperature at suction by 40–80 K is shown. This should be considered a good achievement for the 30–100 ratio of the discharge pressure to the suction pressure. A theoretical possibility of increasing the discharge temperature up to 500–900 K is shown, which makes it possible to effectively apply the heat recovery system of compressed gases based on the Rankine cycle.

**Keywords:** low-capacity compressor units, piston long stroke stages, recovery systems, Rankine cycle, dead volume, quasi-isothermal workflow

В настоящее время во многих отраслях промышленности поршневые компрессоры вытесняются с рынка другими типами компрессоров, например центробежными, винтовыми и спиральными [1–4]. Среди компрессорных агрегатов (КА) среднего и высокого давления (3,0...10,0 МПа и более) и малой производительности (0,001...0,03 м<sup>3</sup>/с) поршневые компрессоры сохраняют свою конкурентоспособность.

При этом некоторые из их технических недостатков могут быть полностью или частично устранены применением в КА поршневых длинноходовых ступеней. Первые экспериментальные и теоретические результаты показали, что сверхмалый относительный мертвый объем и возможность интенсивного охлаждения сжимаемого газа позволяют повысить давление газа в одной ступени с 0,1 до 3,0...1,1 МПа без нарушения ее температурного режима при приемлемых показателях эффективности рабочего процесса (РП) [5, 6]. Дальнейшее развитие этого направления связано в том числе и с необходимостью определения наиболее эффективного теплового режима ступени.

Один из вариантов тепловых режимов — обеспечение квазиизотермического процесса сжатия, при котором уменьшается индикаторная мощность, но полностью теряется низкопотенциальная тепловая энергия, отводимая в окружающую среду. При этом поиск способов снижения тепловых потерь также является актуальной задачей [7]. Имеющийся опыт рекуперации тепловых потерь КА весьма ограничен, так как он основан на использовании низкотемпературных тепловых потоков [8–13].

Для рассматриваемых в данной работе КА появляется возможность приблизить РП ступени к адиабатному и обеспечить увеличение температуры нагнетания до 500...900 К. Такой

температурный уровень позволяет эффективно применить систему рекуперации тепловых потерь на основе цикла Ренкина [14–22].

Цель работы — исследование проблемы реализации в КА, созданных на базе поршневых длинноходовых ступеней, как квазиизотермического РП при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра, так и квазиадиабатного РП без интенсивного внешнего охлаждения цилиндра.

Эта проблема представляет интерес как с точки зрения конструирования КА, так и с точки зрения их энергоэффективности.

**Методика расчета.** В качестве объекта исследования выбран тихоходный поршневой КА. Методика расчета РП такого КА основана на известной математической модели с сосредоточенными параметрами [23–26]. Расчетная схема рассматриваемой ступени и основные упрощающие допущения подробно описаны в работах [6, 27, 28].

Входными данными для расчета служат: температура всасывания, давления нагнетания и всасывания, газовая постоянная, теплоемкость газа, коэффициент теплопроводности, диаметр цилиндра, ход поршня, мертвый объем, частота рабочего цикла, характеристики материала, из которого сделаны детали, образующие рабочую камеру, толщина стенок, конструктивные параметры клапанов, коэффициенты теплоотдачи на внешних поверхностях цилиндра ступени.

Выходными данными являются: текущие параметры состояния газа, температура стенок рабочей камеры, тепловые и массовые потоки, интегральные характеристики ступени (средняя температура нагнетания, индикаторная мощность и др.).

Система основных уравнений уточненной методики расчета аналогична известным мето-

дикам такого типа [24, 27–29] и может быть записана в следующем виде:

$$p = \frac{\xi R U}{V C_v};$$

$$\frac{dU}{d\tau} = \frac{dL}{d\tau} - \frac{dQ}{d\tau} \pm \frac{dmi}{d\tau};$$

$$U = U_0 + \int_0^{\tau} \frac{dU}{d\tau} d\tau;$$

$$\frac{dL}{d\tau} = p S_D \frac{d^2 x}{d\tau^2},$$

где  $p$  — давление сжимаемого газа, Па;  $\xi$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(К · кг);  $U$ ,  $dU$  и  $U_0$  — внутренняя энергия газа, ее изменение и начальное значение соответственно, Дж;  $V$  — объем газа, м<sup>3</sup>;  $C_v$  — объемная теплоемкость газа, Дж/м<sup>3</sup>;  $\tau$  — время рабочего цикла, с;  $L$  — работа, совершенная газом или над ним, Дж;  $Q$  — тепловой поток, К;  $m$  — изменение массы газа в рабочей камере, кг;  $i$  — энтальпия газа, Дж/кг;  $S_D$  — площадь поршня компрессорной ступени.

Закон сохранения массы газа в рабочей камере поршневой ступени учитывает как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через зазоры в цилиндропоршневой группе и закрытых клапанах. Элементарные массовые потоки через клапаны и зазоры рассчитываются на основании уравнения течения газа через щели. Процессы теплообмена описываются законом Фурье и уравнением Ньютона — Рихмана [27–29].

Следует отметить, что для расчета коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры применено уравнение, полученное экспериментально [30]. Система расчетных уравнений решена численно методом конечных разностей. При разработке алгоритма использован метод Эйлера второго порядка точности.

Для оценки эффективности применения рекуперации тепловых потерь компрессора описанная методика дополнена расчетом цикла Ренкина [20, 21], который проводят в следующей последовательности. Задают теплофизические свойства воды и сжимаемого газа (воздуха). В  $T$ - $S$ -диаграмме ( $T$  — температура,  $S$  — энтропия) строят линию насыщения. Принимают рабочие параметры цикла Ренкина: температуру кипения  $T_{\text{кип}}$ , температуру конденса-

ции  $T_{\text{конд}}$ , температурную недорекуперацию  $\Delta T$ , массу воды в цикле  $M$  и коэффициент полезного действия (КПД) расширительной машины  $\eta_{p,m}$  [31–33]. Задают параметры сжатого воздуха: номинальное значение повышения давления в компрессоре и отдельной ступени  $\Pi$ , начальное давление  $p_0$ , начальную температуру  $T_0$  и массу сжимаемого газа  $m_r$ .

Определяют реальное значение повышения давления в компрессоре и отдельной ступени  $\Pi_1$  ( $\Pi_2$ ,  $\Pi_3$  и т. д.) с учетом потерь давления в проточной части, коэффициент подачи каждой ступени ( $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  и т. д.) и всего компрессора  $\lambda$ , температуру нагнетания каждой ступени, температуру сжатого газа после компрессора  $T_1$  и массу сжимаемого газа  $m_r$  с учетом коэффициента подачи  $\lambda$ .

Рассчитывают цикл Ренкина по известным методикам [20–22] путем определения температур и энтропий в точках  $a = b$  (процесс  $a-b$  — повышение давления воды в насосе, значением работы которого и, соответственно, изменением энтальпии пренебрегают),  $c$ ,  $d$ ,  $e$  и  $f$  (процесс  $a-c$  — нагрев жидкости до начала кипения,  $c-d$  — кипение,  $d-e$  — перегрев пара,  $e-f$  — адиабатное расширение пара,  $f-a$  — процесс конденсации). Максимальной температурой в цикле является температура в точке  $e$   $T_e$ .

Далее рассчитывают процесс охлаждения сжатого газа, определяя конечную температуру  $T_4$  из уравнения теплового баланса между охлаждаемым газом и нагреваемой в процессах  $a-c-d-e$  водой:

$$T_4 = T_1 - \frac{M [c_{\text{ж}}(T_e - T_a) + r(T_{\text{кип}}) + c_{p\text{H}_2\text{O}}(T_e - T_{\text{кип}})]}{m_r c_{p\text{r}}},$$

где  $T_4$  — температура сжатого газа после охлаждения в теплообменнике цикла Ренкина;  $c_{\text{ж}}$  — удельная массовая теплоемкость жидкости (воды);  $T_c$  и  $T_a$  — температура в точке  $c$  и  $a$ ;  $r$  — удельная теплота парообразования при температуре кипения  $T_{\text{кип}}$ ;  $c_{p\text{H}_2\text{O}}$  и  $c_{p\text{r}}$  — удельная массовая изобарная теплоемкость перегретого водяного пара и сжатого газа (воздуха).

Затем находят максимальную тепловую нагрузку на теплообменник-утилизатор и тепловую нагрузку с учетом недоохлаждения газа:

$$Q_{01} = m_r c_{p\text{r}} (T_1 - T_{\text{конд}});$$

$$Q_1 = m_r c_{p\text{r}} (T_1 - T_4).$$

Процесс охлаждения сжатого газа разбивают на три участка 1–2, 2–3 и 3–4, которые соответствуют перегреву водяного пара  $d$ – $e$ , кипению воды  $c$ – $d$  и нагреву жидкой воды  $a$ – $c$ . Температуры границ этих участков  $T_2$  и  $T_3$  определяют на основе тепловых балансов для этих участков:

$$T_2 = T_1 - \frac{Mc_{p_{H_2O}}(T_e - T_{\text{кип}})}{m_{\text{г}}c_{p_{\text{г}}}};$$

$$T_3 = T_2 - \frac{Mr(T_{\text{кип}})}{m_{\text{г}}c_{p_{\text{г}}}}.$$

Также находят полные энтропии этих участков, и для каждого из них строят график по следующей зависимости температуры от полной энтропии:

$$T(S) = T_{\text{нач}} \exp \frac{S - S_{\text{нач}}}{m_{\text{г}}c_{p_{\text{г}}}},$$

где  $T_{\text{нач}}$  и  $S_{\text{нач}}$  — начальная температура и полная начальная энтропия для каждого из участков 1–2, 2–3 и 3–4.

Затем определяют КПД цикла Ренкина  $\eta_{\text{цр}}$ , КПД теплообменника  $\eta_{\text{г}}$ , работу  $L_{\text{дп}}$  и КПД  $\eta_{\text{дп}}$  контура, реализующего цикл Ренкина (двигателя Ренкина):

$$\eta_{\text{цр}} = \frac{h_e - h_f}{h_e - h_{\text{ж}}(T_{\text{конд}})};$$

$$L_{\text{дп}} = Q_{01}\eta_{\text{г}}\eta_{\text{цр}}\eta_{\text{р.м}};$$

$$\eta_{\text{дп}} = \frac{L_{\text{дп}}}{Q_{01}},$$

где  $h_e$ ,  $h_f$  и  $h_{\text{ж}}(T_{\text{конд}})$  — удельные энтальпии точек  $e$ ,  $f$  и насыщенной жидкости при температуре конденсации.

В результате определяют работу компрессора без учета и с учетом рекуперации тепла сжатого газа, а также удельную работу компрессора с системой рекуперации тепловых потерь, затрачиваемую на один килограмм сжатого газа.

**Результаты исследования.** На рис. 1 приведены результаты расчетной оценки влияния режима работы ступени — времени рабочего цикла  $\tau$  и интенсивности внешнего охлаждения цилиндра — на ее коэффициент подачи  $\lambda$ , температуру нагнетания  $T$  и относительную внутреннюю энергию  $\bar{U}$  при диаметре цилиндра  $D = 0,05$  м и ходе поршня  $S_{\text{п}} = 0,5$  м.

В случае воздушного охлаждения цилиндра (рис. 1, а) даже при давлении нагнетания  $p_{\text{н}}$  до

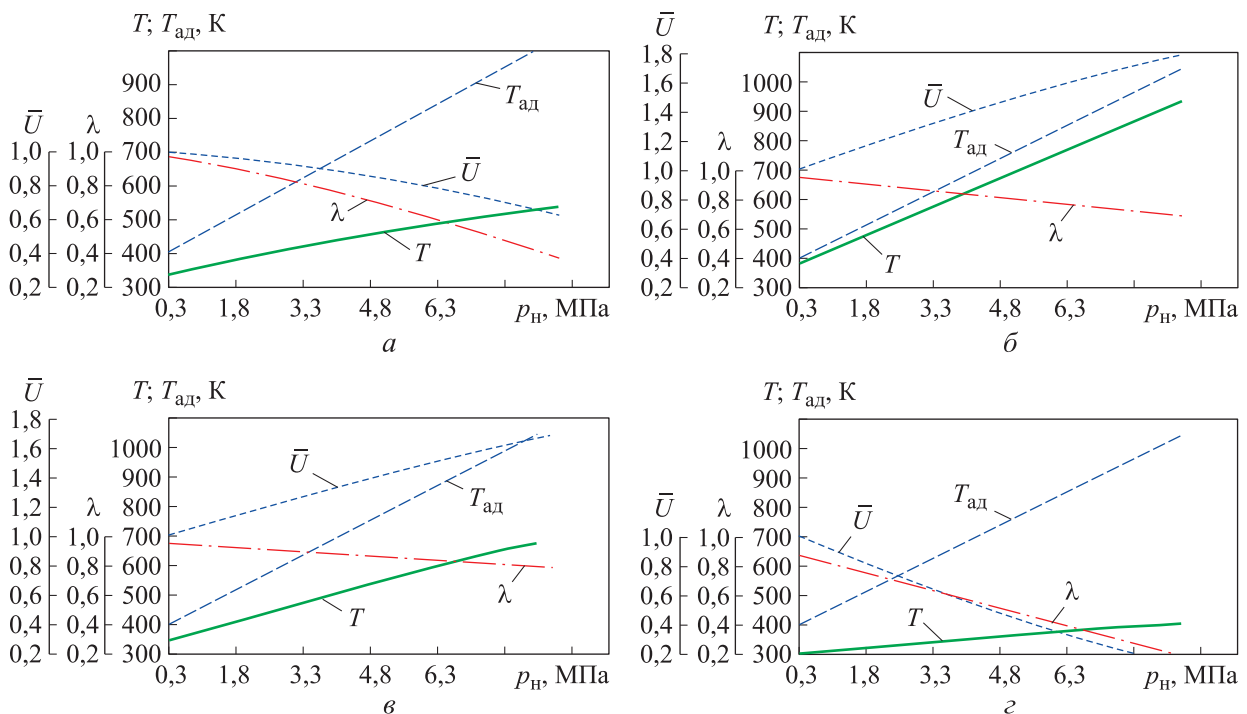


Рис. 1. Влияние режима работы ступени на ее коэффициент подачи  $\lambda$ , температуру нагнетания  $T$  и относительную внутреннюю энергию  $\bar{U}$  при диаметре цилиндра  $D = 0,05$  м и ходе поршня  $S_{\text{п}} = 0,5$  м:  
а и б — экстенсивное (воздушное) охлаждение цилиндра при  $\tau = 0,50$  и  $0,17$  с;  
в и г — интенсивное (водяное) охлаждение цилиндра при  $\tau = 0,17$  и  $4,00$  с

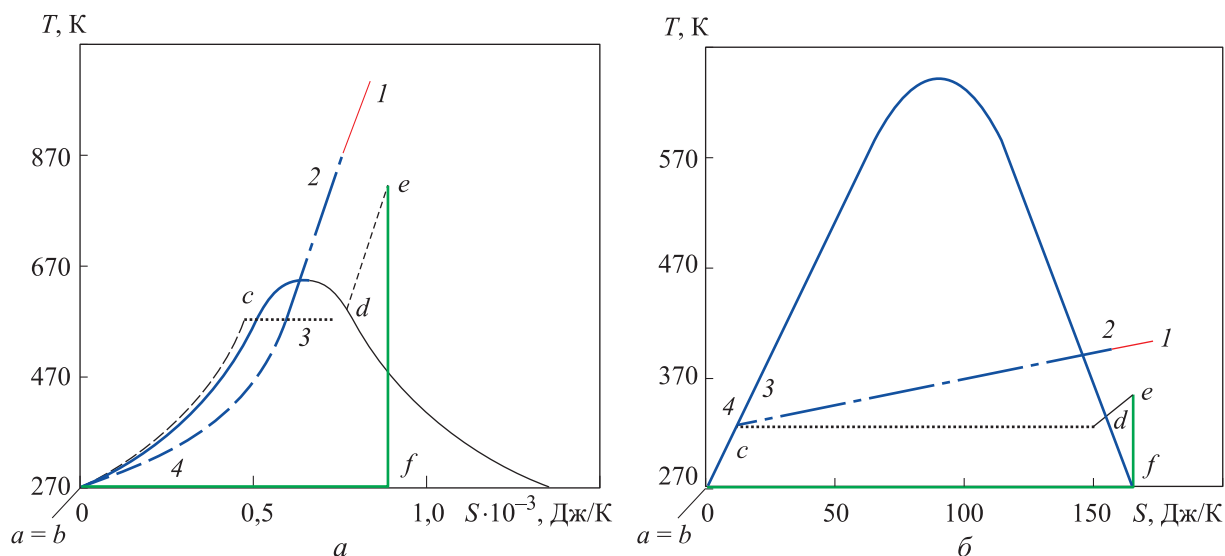


Рис. 2. Изображения на  $T$ - $S$ -диаграмме цикла Ренкина и ЛО сжатого газа для одноступенчатого поршневого КА с квазиadiaбатным РП (а) и для четырехступенчатого поршневого КА с межступенчатым охлаждением газа в рекуперативном теплообменнике после каждой ступени (б):

- ЛО 1-2, соответствующая перегреву водяного пара  $d$ - $e$ ;
- ЛО 2-3, соответствующая кипению воды  $c$ - $d$ ;
- ЛО 3-4, соответствующая нагреву воды  $a$ - $c$

3 МПа температура нагнетания  $T$  хотя и понижается, но остается соизмеримой с температурой нагнетания при адиабатном процессе  $T_{ад}$ .

Причем с ростом давления нагнетания даже при заметном повышении температуры нагнетания падает относительная внутренняя энергия нагнетаемого газа  $\bar{U} = U_i / U_{0,3}$ , где  $U_i$  — внутренняя энергия газа при текущем давлении нагнетания;  $U_{0,3}$  — внутренняя энергия газа при давлении нагнетания 0,3 МПа.

Это объясняется снижением массы нагнетаемого газа вследствие падения коэффициента подачи  $\lambda$ . Уменьшение времени рабочего цикла приводит к резкому росту температуры нагнетания и приближению процесса сжатия к адиабатному (рис. 1, б). При таком квазиadiaбатном РП внутренняя энергия нагнетаемого воздуха существенно возрастает, так как увеличивается не только температура нагнетания, но и коэффициент подачи  $\lambda$ .

В случае водяного охлаждения цилиндра при малом времени рабочего цикла (рис. 1, в) не удастся обеспечить низкую температуру нагнетания. Увеличение времени рабочего цикла (рис. 1, г) позволяет организовать квазиизотермический РП, при котором температура нагнетания не превышает 400 К.

Однако при продолжительном времени цикла неизбежно растут потери производи-

тельности из-за зазоров в рабочей камере и, соответственно, падает энергоэффективность ступени. Эта проблема требует совершенствования конструкции ступени и ее элементов.

При реализации квазиadiaбатного РП высокая температура нагнетания позволяет использовать цикл Ренкина для рекуперации тепловых потерь. На рис. 2, а приведена  $T$ - $S$ -диаграмма, на которой показаны цикл Ренкина и линия охлаждения (ЛО) сжатого газа в рекуперативном теплообменнике для этого варианта при давлении нагнетания  $p_n = 8,1$  МПа. На рис. 2, б представлена аналогичная  $T$ - $S$ -диаграмма для обычного четырехступенчатого поршневого КА с межступенчатым охлаждением газа в рекуперативном теплообменнике после каждой ступени при  $p_n = 8,1$  МПа.

Как видно из рис. 2, при одноступенчатом сжатии воздуха от 0,1 до 8,1 МПа эффективность применения системы рекуперации существенно выше: при рекуперации тепловых потерь после каждой ступени обычного четырехступенчатого поршневого КА суммарная удельная работа четырех контуров рекуперации может составить около 27 кДж на один килограмм нагнетаемого воздуха, а для одноступенчатого КА с квазиadiaбатным РП — около 190 кДж/кг.

Однако вследствие потерь производительности одноступенчатого компрессора его удельная работа будет (720 кДж/кг) больше, чем у многоступенчатого (около 480 кДж/кг). В результате итоговая удельная работа с учетом рекуперации тепловых потерь для обоих рассмотренных вариантов с поправкой на погрешность расчета практически одинакова и равна примерно 500 кДж/кг.

Опираясь на эти результаты, можно предположить, что при многоступенчатом сжатии газа без промежуточного охлаждения и с рекуперацией тепловых потерь после последней ступени можно снизить удельную работу сжатия газа, так как, во-первых, повышается температурный уровень нагнетаемого газа (особенно по сравнению с существующими многоступенчатыми компрессорами), во-вторых, уменьшаются потери производительности по сравнению с одноступенчатым вариантом.

На рис. 3 приведена  $T$ - $S$ -диаграмма, на которой показаны цикл Ренкина и ЛО сжатого газа для четырехступенчатого поршневого КА с квазиadiaбатным РП без межступенчатого охлаждения при давлении нагнетания  $p_n = 8,1$  МПа.

Сравнение результатов, приведенных на рис. 3 и 2, показывает, что удельная работа цикла рекуперации заметно больше и может достигать 430 кДж/кг. При этом удельная работа КА близка к 730 кДж/кг, а суммарная удельная работа компрессора с рекуперацией может

составить около 300 кДж/кг (теоретическое снижение энергозатрат на сжатие газа может достигать примерно 50 %).

**Обсуждение результатов.** Полученные данные доказывают перспективность исследования и разработки систем рекуперации КА и установок на базе как длинноходовых поршневых ступеней, так и других конструкций. Если рассматривать основные типы существующих многоступенчатых компрессоров «сухого» сжатия, то в силу кратковременности их РП реализация квазиизотермического сжатия невозможна не только в быстроходных центробежных и объемных роторных компрессорах, но и в поршневых.

В то же время теоретически можно обеспечить квазиadiaбатное сжатие в любом из таких компрессоров, исключив или минимизировав теплоотвод от рабочего газа в окружающую среду. Разумеется, для практической реализации этой технологии должны быть внесены существенные изменения в номенклатуру конструкционных материалов, в схемы и конструкции систем смазки, уплотнений и опорных узлов компрессоров; использованы перспективные разработки родственных отраслей энергомашиностроения.

Вероятно, целесообразность создания новой техники будет определяться в том числе соотношением возрастания себестоимости КА и снижения их энергопотребления.

## Выводы

1. Исследовано влияние конструктивных и режимных факторов на интенсивность отвода тепла от рабочего газа в проточной части КА на базе несмазываемой длинноходовой поршневой ступени. Показана возможность обеспечения средней температуры нагнетаемого воздуха в широком диапазоне: от температуры, близкой к температуре всасывания (при квазиизотермическом сжатии воздуха), до температуры, близкой к температуре нагнетания при теоретическом адиабатном процессе сжатия (квазиadiaбатном сжатии).

2. Доказана возможность существенного повышения энергоэффективности многоступенчатых КА путем реализации квазиadiaбатного РП и применения системы рекуперации теплоты сжатых газов после последней ступени.

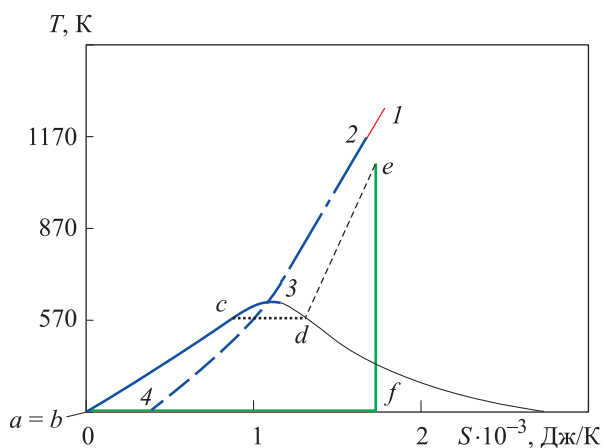


Рис. 3. Изображение на  $T$ - $S$ -диаграмме цикла Ренкина и ЛО сжатого газа для четырехступенчатого поршневого КА с квазиadiaбатным РП без межступенчатого охлаждения при  $p_n = 8,1$  МПа:  
 — ЛО 1-2, соответствующая перегреву водяного пара  $d$ - $e$ ; — ЛО 2-3, соответствующая кипению воды  $c$ - $d$ ; — линия охлаждения 3-4, соответствующая нагреву воды  $a$ - $c$

## Литература

- [1] *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. Ed. Perry R.H., Green D.W. New York, McGraw Hill Education, 2007. 2400 p.
- [2] Dixon S.L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. New York, Pergamon Press, 1978. 263 p.
- [3] Aungier Ronald H. *Centrifugal Compressors A Strategy for Aerodynamic design and Analysis*. ASME Press, 2000. 320 p.
- [4] Abdan S., Stosic N., Kovacevic A., Smithand I., Deore P. Identification and analysis of screw compressor mechanical losses. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 425, iss. 1, no. 012015, doi: 10.1088/1757-899X/425/1/012015
- [5] Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Vasiliev V.K. The Experimental Research of the Operating Processes in Slow Speed Stages of Air Reciprocating Medium-pressure. *International Conference on Oil and Gas Engineering*, 2017, pp. 020039-1–020039-7, doi: 10.1063/1.4998859
- [6] Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2017, vol. 53(7–8), pp. 453–458, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>
- [7] Süleyman Sapmaz, Durmuş Kaya, Muharrem Eyidoğan. Energy Conservation and Emission Reduction through Waste Heat Recovery on Compressed Air Systems. *International Journal of Ecosystems and Ecology Sciences*, 2016, vol. 6(4), pp. 509–514.
- [8] *Heat recovery from compressed air systems*. KAESER COMPRESSORS. URL: <https://us.kaeser.com/download.ashx?id=tcm:46-37650> (accessed 15 May 2019).
- [9] *Efficient heat recovery systems for air compressors*. CompAir. URL: [http://www.compair.com/pdfs/brochures/en/Heat\\_Recovery\\_Brochure.pdf](http://www.compair.com/pdfs/brochures/en/Heat_Recovery_Brochure.pdf) (accessed 15 May 2019).
- [10] *Heat recovery with AERZEN turbos, blowers and compressors*. Reduce costs for compressed air generation. URL: [https://www.aerzen.com/fileadmin/user\\_upload/02\\_documents/02-03\\_accessories/heat\\_recovery/A1-030-EN.pdf](https://www.aerzen.com/fileadmin/user_upload/02_documents/02-03_accessories/heat_recovery/A1-030-EN.pdf) (accessed 15 May 2019).
- [11] *Improving Compressed Air System Performance. A source book for industry*. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, November 2003, 128 p. URL: [https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech\\_assistance/pdfs/compressed\\_air\\_sourcebook.pdf](https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/compressed_air_sourcebook.pdf) (accessed 15 May 2019).
- [12] *Case Study on Heat Recovery*. URL: <http://cagi.org/news/assets/HeatRecoveryCaseStudy.pdf> (accessed 15 May 2019).
- [13] *Heat Recovery from Industrial Compressed Air Systems*. By CAGI Promotional Subcommittee. URL: <http://www.cagi.org/news/HeatRecovery.pdf> (accessed 15 May 2019).
- [14] Pei P., Barse K., Gil A.J., Nasah J. Waste heat recovery in CO<sub>2</sub> compression. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2014, vol. 30, pp. 86–96, doi: 10.1016/j.ijggc.2014.09.001
- [15] Kaltschmitt M., Streicher W., Wiese A. *Renewable Energy: Technology, Economics and Environment*. Springer Science & Business Media, Berlin, 2007. 596 p.
- [16] Quoilin S., Broek M.V.D., Declaye S., Dewallef P., Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 22, pp. 168–186, doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028
- [17] Capata R., Zangrillo E. Preliminary design of compact condenser in an organic Rankine cycle system for the low grade waste heat recovery. *Energies*, 2014, vol. 7, pp. 8008–8035, doi: 10.3390/en7128008
- [18] Mamun M.A.A., Biswas S. Waste heat recovery system by using an organic Rankine cycle (ORC). *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2012, vol. 3(10), pp. 1–4.
- [19] Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 2007, vol. 32(7), pp. 1210–1221, doi: 10.1016/j.energy.2006.07.001
- [20] Mahmoudi A., Fazli M., Morad M.R. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 143, pp. 660–675, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136
- [21] Smith I., Stosic N., Kovacevic A. *Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders*. Woodhead Publishing, Ltd., 2014. 274 p.
- [22] Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. *Техническая термодинамика*. Москва, Энергоатомиздат, 1983. 416 с.

- [23] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет*. Москва, Колос, 2006. 456 с.
- [24] Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocation air compressors. *Mining technology*, 1987, vol. 69(795), pp. 13–14.
- [25] Corberan J.M., Gonzalvez J., Urchueguia J., Calas A. Modelling of Refrigeration Piston Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 2000, paper 1436. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1436>
- [26] Prakash R., Singh R. Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 1974, paper 132. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/132>
- [27] Yusha V.L., Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Gromov A.Yu., Titov D.S., Scherban K.V. Verification Of The Operating Processes Calculation Technique For Slow Speed Oil-free Stages Of Reciprocating Medium-Pressure Compressors. *International Conference on Oil and Gas Engineering*, 2017, no. 020042, doi: 10.1063/1.4998862
- [28] Бусаров С.С., Юша В.Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 4, с. 80–89, doi: 10.18721/JEST.24408
- [29] Прилуцкий И.К., Молодова Ю.И., Галяев П.О., Сназин А.А., Молодое М.А., Иванова И.Л. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения. *Вестник Международной академии холода*, 2017, № 4, с. 30–40.
- [30] Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V., Buhanets D.I., Scherban K.V. Verification of the operating processes calculation technique for slow-speed reciprocating stages at medium discharge pressure. *AIP Conference Proceedings Oil and Gas Engineering*, 2018, no. 030056, doi: 10.1063/1.5051917
- [31] La Seta A., Meroni A., Andreasen J.G., Pierobon L., Persico G., Haglind F. Combined turbine and cycle optimization for organic rankine cycle power systems-part B: Application on a case study. *Energies*, 2016, vol. 9(6), no. 393, doi: 10.3390/en9060393
- [32] Read M.G., Stosic N., Smith I.K. Optimization of Screw Expanders for Power Recovery from Low-Grade Heat Sources. *Energy Technology & Policy*, 2014, vol. 1(1), pp. 131–142, doi: 10.1080/23317000.2014.969454
- [33] Nikolov A., Brümmer A. Investigating a Small Oil-Flooded Twin-Screw Expander for Waste-Heat Utilisation in Organic Rankine Cycle Systems. *Energies*, 2017, vol. 10(7), no. 869, doi: 10.3390/en10070869

## References

- [1] *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. Ed. Perry R.H., Green D.W. New York, McGraw Hill Education, 2007. 2400 p.
- [2] Dixon S.L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. New York, Pergamon Press, 1978. 263 p.
- [3] Aungier Ronald H. *Centrifugal Compressors A Strategy for Aerodynamic design and Analysis*. ASME Press, 2000. 320 p.
- [4] Abdan S., Stosic N., Kovacevic A., Smithand I., Deore P. Identification and analysis of screw compressor mechanical losses. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 425, iss. 1, no. 012015, doi: 10.1088/1757-899X/425/1/012015
- [5] Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Vasiliev V.K. The Experimental Research of the Operating Processes in Slow Speed Stages of Air Reciprocating Medium-pressure. *International Conference on Oil and Gas Engineering*, 2017, pp. 020039-1–020039-7, doi: 10.1063/1.4998859
- [6] Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2017, vol. 53(7–8), pp. 453–458, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>



- [7] Süleyman Sapmaz, Durmuş Kaya, Muharrem Eyidoğan. Energy Conservation and Emission Reduction through Waste Heat Recovery on Compressed Air Systems. *International Journal of Ecosystems and Ecology Sciences*, 2016, vol. 6(4), pp. 509–514.
- [8] *Heat recovery from compressed air systems*. KAESER COMPRESSORS. Available at: <https://us.kaeser.com/download.ashx?id=t-sm:46-37650> (accessed 15 May 2019).
- [9] *Efficient heat recovery systems for air compressors*. CompAir. Available at: [http://www.compair.com/pdfs/brochures/en/Heat\\_Recovery\\_Brochure.pdf](http://www.compair.com/pdfs/brochures/en/Heat_Recovery_Brochure.pdf) (accessed 15 May 2019).
- [10] *Heat recovery with AERZEN turbos, blowers and compressors. Reduce costs for compressed air generation*. Available at: [https://www.aerzen.com/fileadmin/user\\_upload/02\\_documents/02-03\\_accessories/heat\\_recovery/A1-030-EN.pdf](https://www.aerzen.com/fileadmin/user_upload/02_documents/02-03_accessories/heat_recovery/A1-030-EN.pdf) (accessed 15 May 2019).
- [11] *Improving Compressed Air System Performance. A source book for industry*. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, November 2003, 128 p. Available at: [https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech\\_assistance/pdfs/compressed\\_air\\_sourcebook.pdf](https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/compressed_air_sourcebook.pdf) (accessed 15 May 2019).
- [12] *Case Study on Heat Recovery*. Available at: <http://cagi.org/news/assets/HeatRecoveryCaseStudy.pdf> (accessed 15 May 2019).
- [13] *Heat Recovery from Industrial Compressed Air Systems*. By CAGI Promotional Subcommittee. Available at: <http://www.cagi.org/news/HeatRecovery.pdf> (accessed 15 May 2019).
- [14] Pei P., Barse K., Gil A.J., Nasah J. Waste heat recovery in CO<sub>2</sub> compression. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2014, vol. 30, pp. 86–96, doi: 10.1016/j.ijggc.2014.09.001
- [15] Kaltschmitt M., Streicher W., Wiese A. *Renewable Energy: Technology, Economics and Environment*. Springer Science & Business Media, Berlin, 2007. 596 p.
- [16] Quoilin S., Broek M.V.D., Declaye S., Dewallef P., Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 22, pp. 168–186, doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028
- [17] Capata R., Zangrillo E. Preliminary design of compact condenser in an organic Rankine cycle system for the low grade waste heat recovery. *Energies*, 2014, vol. 7, pp. 8008–8035, doi: 10.3390/en7128008
- [18] Mamun M.A.A., Biswas S. Waste heat recovery system by using an organic Rankine cycle (ORC). *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2012, vol. 3(10), pp. 1–4.
- [19] Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 2007, vol. 32(7), pp. 1210–1221, doi: 10.1016/j.energy.2006.07.001
- [20] Mahmoudi A., Fazli M., Morad M.R. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 143, pp. 660–675, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136
- [21] Smith I., Stosic N., Kovacevic A. *Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders*. Woodhead Publishing, Ltd., 2014. 274 p.
- [22] Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, Energoatomizdat publ., 1983. 416 p.
- [23] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Kolos publ., 2006. 456 p.
- [24] Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocation air compressors. *Mining technology*, 1987, vol. 69(795), pp. 13–14.
- [25] Corberan J.M., Gonzalez J., Urchueguia J., Calas A. Modelling of Refrigeration Piston Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 2000, paper 1436. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1436>
- [26] Prakash R., Singh R. Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 1974, paper 132. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/132>
- [27] Yusha V.L., Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Gromov A.Yu., Titov D.S., Scherban K.V. Verification Of The Operating Processes Calculation Technique For Slow Speed Oil-free Stages Of Reciprocating Medium-Pressure Compressors. *International Conference on Oil and Gas Engineering*, 2017, no. 020042, doi: 10.1063/1.4998862
- [28] Yusha V.L., Busarov S.S. Prospects for creating low-flow compressor units with medium and highpressuresbased on unified low-speed long-stroke stages. *St. Petersburg State Poly-*

- technic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2018, vol. 24, no. 4, pp. 80–89 (in Russ.), doi: 10.18721/JEST.24408
- [29] Prilutskiy I.K., Molodova Yu.I., Galyayev P.O., Snazin A.A., Molodoye M.A., Ivanova I.L. Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement. *Journal of International Academy of Refrigeration*, 2017, no. 4, pp. 30–40 (in Russ.).
- [30] Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V., Buhanets D.I., Scherban K.V. Verification of the operating processes calculation technique for slow-speed reciprocating stages at medium discharge pressure. *AIP Conference Proceedings Oil and Gas Engineering*, 2018, no. 030056, doi: 10.1063/1.5051917
- [31] La Seta A., Meroni A., Andreasen J.G., Pierobon L., Persico G., Haglind F. Combined turbine and cycle optimization for organic rankine cycle power systems-part B: Application on a case study. *Energies*, 2016, vol. 9(6), no. 393, doi: 10.3390/en9060393
- [32] Read M.G., Stosic N., Smith I.K. Optimization of Screw Expanders for Power Recovery from Low-Grade Heat Sources. *Energy Technology & Policy*, 2014, vol. 1(1), pp. 131–142, doi: 10.1080/23317000.2014.969454
- [33] Nikolov A., Brümmer A. Investigating a Small Oil-Flooded Twin-Screw Expander for Waste-Heat Utilisation in Organic Rankine Cycle Systems. *Energies*, 2017, vol. 10(7), no. 869, doi: 10.3390/en10070869

Статья поступила в редакцию 01.10.2019

## Информация об авторах

**ЮША Владимир Леонидович** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан Нефтехимического института. ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: yusha@omgtu.ru).

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

**ЧЕРНОВ Герман Игоревич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: gi\_chernov2002@mail.ru).

## Information about the authors

**YUSHA Vladimir Leonidovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, Dean of Petrochemical Institute. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: yusha@omgtu.ru).

**BUSAROV Sergei Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

**CHERNOV German Igorevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: gi\_chernov2002@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Юша В.Л., Бусаров С.С., Чернов Г.И. Теоретическая оценка влияния систем охлаждения и рекуперации на энергоэффективность компрессорных агрегатов на базе поршневых длинноходовых ступеней. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 2, с. 35–44, doi: 10.18698/0536-1044-2020-2-35-44

### Please cite this article in English as:

Yusha V.L., Busarov S.S., Chernov G.I. Theoretical Assessment of the Impact of Cooling and Recovery Systems on Energy Efficiency of Compressor Units Based on Long Stroke Piston Stages. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 2, pp. 35–44, doi: 10.18698/0536-1044-2020-2-35-44