

Научная статья

УДК 621.43 + 621.51

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30202>



А.М. Калашников ✉, *Г.И. Чернов*, *В.С. Евдокимов*

Омский государственный технический университет,
г. Омск, Россия

✉ kalashnikov_omgtu@mail.ru

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ПЕРЕДВИЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ НА ОСНОВЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Аннотация. В данной работе проводится анализ влияния на эффективность системы рекуперации тепловых потерь (СРТП) передвижной компрессорной станции (ПКС) основных параметров системы. В работе представлена схема СРТП передвижной компрессорной станции на основе использования холодильной машины для предварительного охлаждения сжимаемого газа. Также представлена разработанная математическая модель, позволяющая определить эффективность этой системы и провести расчет аппаратов и агрегатов, входящих в состав системы. На основе разработанной математической модели был проведен анализ зависимости коэффициента экономии топлива от КПД аппаратов и агрегатов СРТП. Полученные результаты показали, что основной вклад в работу СРТП на основе холодильной машины вносит теплота, отводимая от двигателя – привода компрессора, а также, что повышение эффективности аппаратов СРТП приводит к росту доли экономии топлива, которая может достигать 25%.

Ключевые слова: передвижная компрессорная станция, цикл Ренкина, система рекуперации тепловых потерь, холодильная машина, математическая модель.

Для цитирования:

Калашников А.М., Чернов Г.И., Евдокимов В.С. Математическая модель системы рекуперации тепловых потерь передвижной компрессорной станции на основе холодильной машины // Глобальная энергия. 2024. Т. 30, № 2. С. 35–48. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30202>



A.M. Kalashnikov , G.I. Chernov, V.S. Evdokimov

Omsk State Technical University, Omsk, Russia

 kalashnikov_omgtu@mail.ru

MATHEMATICAL MODEL OF THE WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM OF A MOBILE COMPRESSOR STATION BASED ON A REFRIGERATION UNIT

Abstract. This paper analyzes the influence of the main parameters of the waste heat recovery system (WHRS) of a mobile compressor station (MCS) on its efficiency. The paper presents a WHRS chart of MCS based on the use of a refrigeration unit for pre-cooling of the compressed gas. Additionally, a mathematical model has been developed to determine the efficiency of the system and to calculate the devices and units that are part of the system. Based on the developed mathematical model, an analysis of the dependence of the fuel efficiency coefficient on the efficiency of the WHRS devices and units was conducted. The results obtained showed that the primary contribution to the operation of the WHRS based on the refrigeration unit is made by the heat discharged from the engine – the compressor drive, and it was demonstrated that an increase in the efficiency of the WHRS devices led to an increase in the fuel efficiency ratio, which can reach 25%.

Keywords: mobile compressor station, Rankine cycle, waste heat recovery system, refrigeration unit, mathematical model.

Citation:

A.M. Kalashnikov, G.I. Chernov, V.S. Evdokimov, Mathematical model of the waste heat recovery system of a mobile compressor station based on a refrigeration unit, *Global Energy*, 30 (02) (2024) 35–48, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30202>

Введение. Подавляющее количество энергии, генерируемой при сжигании углеводородного топлива в силовых агрегатах передвижных компрессорных станций (ПКС) выбрасывается в окружающую среду в виде тепла [1–3]. Возврат части этой энергии в технологическую схему ПКС за счет применения встроенных систем рекуперации позволяет существенно снизить удельный расход топлива, идущего на привод силового агрегата, а значит, повысить эффективность работы установки в целом. Анализ современной научно-технической литературы показал, что разработкам систем утилизации тепловых потерь энергетических и технологических установок уделяется большое внимание [4–16]. Вместе с тем передвижная компрессорная станция как объект применения системы рекуперации тепловых потерь (СРТП) до сих пор не рассматривалась. Это обстоятельство делает представленную работу актуальной.

Объектом исследования является ПКС с приводом от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и СРТП на основе холодильной машины. Предметом исследования является энергетическая эффективность этой установки.

Математическая модель

Повышение экономичности мобильной компрессорной установки с приводом от ДВС и рекуперации тепловых потерь происходит за счет понижения температуры газа, подаваемого на всасывание в компрессор. При этом ограничимся рассмотрением такого режима работы, при котором температура нагнетаемого газа не ниже температуры окружающей среды. В основе этого способа лежит выражение для мощности политропного компрессора:

газ поступает в концевой холодильник ТК, в котором охлаждается до температуры окружающей среды. Отведенная от потока сжатого газа в концевом холодильнике ТК тепловая мощность в количестве $\eta_{\text{ТК}} \cdot G \cdot c_p \cdot (T_2 - T_0)$ идет на нагрев в теплообменнике-утилизаторе ТУ рабочего вещества цикла Ренкина. В этом же теплообменнике-утилизаторе рабочее вещество дополнительно нагревается тепловым потоком, отведенным от двигателя внутреннего сгорания Д в количестве $Q_1 \cdot (1 - \eta_1)$. Подведенный к контуру Ренкина в теплообменнике-утилизаторе тепловой поток в количестве

$$Q_{\text{ТУ}} = \eta_{\text{ТК}} \cdot G \cdot c_p \cdot (T_2 - T_0) + Q_1 \cdot (1 - \eta_1) \quad (2)$$

преобразуется за счет реализации теплосилового цикла Ренкина в механическую мощность

$$N_p = \eta_{\text{ТУ}} \cdot \eta_p \cdot \eta_{\text{ЦР}} \cdot Q_{\text{ТУ}} \quad (3)$$

Эта мощность идет на привод холодильного компрессора КХ, который входит в состав холодильного контура, реализующего цикл ПКХМ. Этот контур содержит холодильный компрессор КХ, конденсатор КнХ, дроссельный вентиль Д и холодильный теплообменник Х, охлаждающий газ перед его сжатием в компрессоре К, отводя от газа тепловой поток в количестве

$$Q_x = \frac{G \cdot c_p}{\eta_x} \cdot (T_0 - T_1) \quad (4)$$

Холодильный коэффициент холодильного контура определяется соотношением

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{N_p} \quad (5)$$

Предварительное охлаждение сжимаемого газа до температуры T_1 снижает затрачиваемую мощность от величины N_0 до значения

$$N_1 = \frac{n}{n-1} \cdot G \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (6)$$

Снижение потребной мощности до значения N_1 приводит к уменьшению тепловой мощности, выделяемой в ДВС от значения Q_0 до величины Q_1

$$N_0 = \eta_0 \cdot Q_0, \quad (7)$$

$$N_1 = \eta_1 \cdot Q_1, \quad (8)$$

что в свою очередь приводит к снижению расхода топлива от значения M_0 до величины M_1 , который связан с тепловой мощностью соотношением

$$Q = q \cdot M \quad (9)$$

В выражениях (7) – (9) q – удельная теплота сгорания топлива; η_0 и η_1 – КПД двигателя Д при режимах работы, обеспечивающих мощности N_0 и N_1 . В выражениях (2) – (4) c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость; η_x , $\eta_{\text{ТУ}}$, $\eta_{\text{ТК}}$, η_p , $\eta_{\text{ЦР}}$ – КПД соответственно холодильного

теплообменника, теплообменника-утилизатора, конечного холодильника, расширительной машины, цикла Ренкина.

Целью построения математической модели является определение экономии топлива, которое можно выразить коэффициентом расхода топлива $\frac{M_1}{M_0}$.

Подставив (9) в выражения (7) и (8) и деля полученные уравнения друг на друга, получим

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{\eta_1 \cdot M_1}{\eta_0 \cdot M_0}. \quad (10)$$

С другой стороны, отношение выражений (6) и (1) равно:

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{T_1}{T_0}. \quad (11)$$

Сравнивая (10) и (11), получим

$$\frac{T_1}{T_0} = \frac{\eta_1 \cdot M_1}{\eta_0 \cdot M_0}$$

или

$$\frac{M_1}{M_0} = \frac{T_1}{T_0} \cdot \frac{\eta_0}{\eta_1}. \quad (12)$$

Выражение (12) показывает, что коэффициент расхода топлива пропорционален отношению температур сжимаемого газа на входе в компрессор. Таким образом, задача решения математической модели состоит в определении отношения температур $\frac{T_1}{T_0}$.

Исходными данными для этой задачи являются величины $\eta_0, \eta_1, T_0, \zeta, \eta_{TK}, \eta_{TY}, \eta_p, \eta_{ЦР}, \eta_X, k, n$.

Умножим числитель и знаменатель холодильного коэффициента на мощность соответствующего цикла Карно:

$$\varepsilon = \frac{Q_X}{N_p} \cdot \frac{N_K}{N_K} = \frac{Q_X}{N_K} \cdot \frac{N_K}{N_p}.$$

Отношение $\frac{Q_X}{N_K}$ представляет собой холодильный коэффициент холодильного цикла Карно, который можно представить в виде

$$\varepsilon_K = \frac{Q_X}{N_p} = \frac{T_1}{T_0 - T_1}.$$

Отношение $\frac{N_K}{N_p}$ можно назвать коэффициентом подобия действительного холодильного холодильному циклу Карно, который характеризует энергетическую эффективность затрат мощности в холодильном цикле. Это соотношение можно обозначить

$$\zeta = \frac{N_K}{N_P}$$

Таким образом, холодильный коэффициент холодильного контура можно представить в виде

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta. \quad (13)$$

Приравняем выражения (5) и (13):

$$\frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta = \frac{Q_X}{N_P},$$

и в полученное уравнение подставим (3) и (4):

$$\frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta = \frac{G \cdot c_p \cdot (T_0 - T_1)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot Q_{TY}}$$

В это выражение вместо Q_{TY} подставим (2):

$$\frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta = \frac{G \cdot c_p \cdot (T_0 - T_1)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot [\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot (T_2 - T_0) + Q_1 \cdot (1 - \eta_l)]}$$

T_2 заменим в соответствии с $T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}}$:

$$\frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta = \frac{G \cdot c_p \cdot (T_0 - T_1)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \left[\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - T_0 \right) + Q_1 \cdot (1 - \eta_l) \right]}$$

Вынесем за скобки числителя и знаменателя T_0 и сократим обе части уравнения на эту величину:

$$\frac{T_1/T_0}{1 - T_1/T_0} \cdot \zeta = \frac{G \cdot c_p \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_0} \right)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \left[\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(\frac{T_1}{T_0} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + Q_1 \cdot (1 - \eta_l) \right]}$$

Приведем последнее уравнение к общему знаменателю:

$$\frac{T_1}{T_0} \cdot \zeta \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \left[\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(\frac{T_1}{T_0} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{Q_1}{T_0} \cdot (1 - \eta_l) \right] = \eta_X \cdot G \cdot c_p \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_0} \right)^2$$

Заменим Q_1 в соответствии с

$$Q_1 = \frac{N_1}{\eta_l} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{G \cdot R \cdot T_1}{\eta_l} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right).$$

Получим

$$\begin{aligned} & \frac{T_1}{T_0} \cdot \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \times \\ & \times \left[\eta_{ТК} \cdot G \cdot c_P \cdot \left(\frac{T_1}{T_0} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{n}{n+1} \cdot \frac{G \cdot R}{\eta_l} \cdot \frac{T_1}{T_0} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot (1 - \eta_l) \right] = \\ & = G \cdot c_P \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_0} \right)^2. \end{aligned}$$

После математических преобразований последнее уравнение сведем к квадратному уравнению относительно соотношения $\frac{T_1}{T_0}$:

$$\begin{aligned} & \left\{ \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \left[\eta_{ТК} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_l} - 1 \right) \right] - 1 \right\} \times \\ & \times \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^2 + \left(2 - \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \eta_{ТК} \right) \cdot \frac{T_1}{T_0} - 1 = 0. \end{aligned}$$

Решая это квадратное уравнение через дискриминант, получим

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_0} = & \left(\frac{-\left(2 - \zeta \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \eta_{ТК} \right) + \sqrt{\left(2 - \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \eta_{ТК} \right)^2 + 4 \cdot \left\{ \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \left[\eta_{ТК} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_l} - 1 \right) \right] - 1 \right\}}}{2 \cdot \left\{ \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \left[\eta_{ТК} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_l} - 1 \right) \right] - 1 \right\}} \right) \times \\ & \times \frac{1}{2 \cdot \left\{ \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{ЦП} \cdot \left[\eta_{ТК} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_l} - 1 \right) \right] - 1 \right\}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Зная отношение $\frac{T_1}{T_0}$, в соответствии с (12) находим коэффициент расхода топлива $\frac{M_1}{M_0}$, а также коэффициент экономии топлива (долю сэкономленного топлива):

$$K_{\text{э}} = 1 - \frac{M_1}{M_0}. \quad (15)$$

Также можно найти потребную мощность двигателя – привода N_1 :

$$N_1 = \frac{n}{n-1} \cdot G \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$$

тепловые нагрузки на основные аппараты:

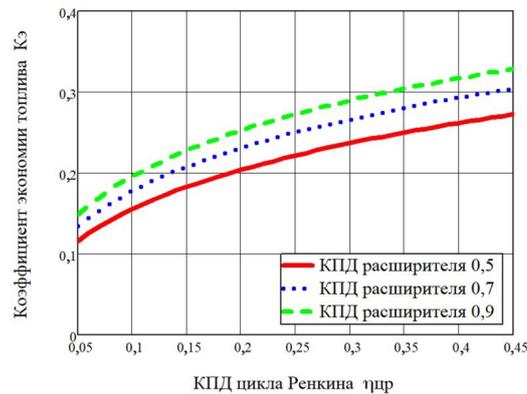


Рис. 2. Зависимость коэффициента экономии топлива K_3 от КПД цикла Ренкина $\eta_{ЦР}$ при разных значениях КПД расширителя

Fig. 2. Dependence of the fuel efficiency coefficient (FEC) K_3 on the Rankine cycle efficiency η_{CR} at different values of expander efficiency

$$Q_{ТУ} = \eta_{ТК} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - T_0 \right) + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{G \cdot R \cdot T_1}{\eta_1} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot (1 - \eta_1),$$

$$Q_X = \eta_X \cdot G \cdot c_p \cdot (T_0 - T_1),$$

$$Q_{ТК} = \eta_{ТК} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - T_0 \right),$$

и мощность расширителя контура Ренкина, которая одновременно является мощностью холодильного компрессора:

$$N_{КХ} = N_R = \eta_{ТУ} \cdot \eta_p \cdot \eta_{ЦР} \cdot Q_{ТУ}.$$

Результаты исследований

На основе выражения (15) можно получить зависимости коэффициента экономии топлива КЭ от основных параметров, таких как η_X , $\eta_{ТУ}$, $\eta_{ТК}$, η_p , $\eta_{ЦР}$ – КПД холодильного теплообменника, теплообменника-утилизатора, конечного холодильника, расширительной машины, цикла Ренкина. Эти зависимости представлены на рис. 2–5. Если КПД теплообменника при построении этих зависимостей рассматривался как постоянная величина, он принимался равным 0,8. Постоянный КПД расширителя принимался равным 0,5, КПД двигателя – привода компрессора равен 0,25, постоянный КПД цикла Ренкина равен 0,2. Коэффициент подобия холодильного цикла ζ определялся сравнением площадей в $T-S$ диаграмме цикла одноступенчатой холодильной машины (с учетом потерь работоспособности на дросселирование) и холодильного цикла Карно той же холодопроизводительности. На основе этого сравнения ζ принимался равным 0,5 и его можно принять постоянным на всем температурном диапазоне применения холодильных установок на основе одноступенчатого парокомпрессионного цикла.

На рис. 6 представлены графики зависимостей коэффициента экономии топлива K_3 от КПД цикла Ренкина $\eta_{ЦР}$ при использовании тепла сжатия и тепла двигателя, а также при использовании тепла только двигателя.

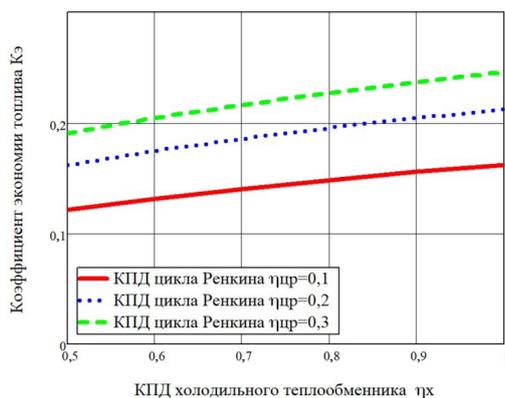


Рис. 3. Зависимость коэффициента экономии топлива $K_{э}$ от КПД холодильного теплообменника $\eta_{х}$ при разных значениях КПД цикла Ренкина $\eta_{ЦР}$

Fig. 3. Dependence of the FEC $K_{э}$ on the efficiency of the refrigeration heat exchanger $\eta_{х}$ at different values of the Rankine cycle efficiency η_{CR}

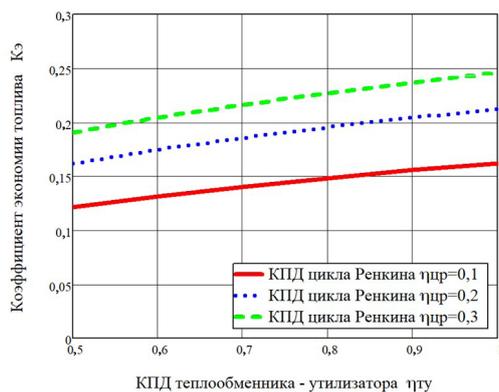


Рис. 4. Зависимость коэффициента экономии топлива $K_{э}$ от КПД теплообменника-утилизатора $\eta_{ТУ}$ при разных значениях КПД цикла Ренкина $\eta_{ЦР}$

Fig. 4. Dependence of the FEC $K_{э}$ on the efficiency of the heat exchanger-utilizer $\eta_{У}$ at different values of the Rankine cycle efficiency η_{CR}

Анализ полученных результатов

Из графиков рис. 4 видно, что значение коэффициента экономии топлива $K_{э}$ возрастает при росте величин $\eta_{ТУ}$, $\eta_{ТК}$. Увеличение КПД теплообменников приводит к росту теплового потока, подводимому к контуру Ренкина, что увеличивает механическую мощность контура, т.е. мощность холодильного компрессора. В итоге достигается более глубокое охлаждение входящего в компрессор газа, а значит, снижается мощность сжатия и уменьшается расход топлива в двигателе – приводе компрессора.

Из графиков рис. 3 следует, что рост КПД холодильного теплообменника $\eta_{х}$ приводит к росту экономии топлива, так как рост интенсивности отвода тепла от сжимаемого газа приводит к более глубокому его охлаждению.

На графиках рис. 2, 5 видно, что увеличение КПД расширителя $\eta_{р}$ и КПД цикла Ренкина $\eta_{ЦР}$ приводит к росту коэффициента экономии топлива $K_{э}$, так как улучшение характеристик контура

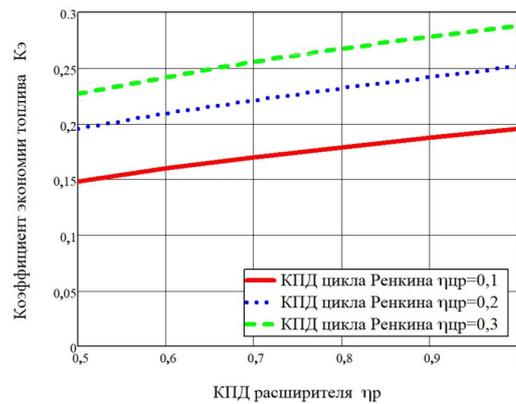


Рис. 5. Зависимость коэффициента экономии топлива K_s от КПД расширителя η_p при разных значениях КПД цикла Ренкина η_{CR}

Fig. 5. Dependence of the FEC K_s on the efficiency of the expander η_E at different values of the Rankine cycle efficiency η_{CR}

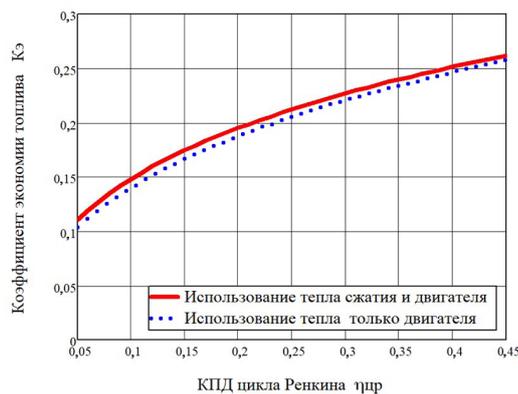


Рис. 6. Зависимость коэффициента экономии топлива K_s от КПД цикла Ренкина η_{CR} при использовании тепла сжатия и тепла двигателя, а также при использовании тепла только двигателя

Fig. 6. Dependence of the FEC K_s on the Rankine cycle efficiency η_{CR} when using heat from compression and engine, as well as when using only engine heat

Ренкина приводит к росту его мощности, а значит, к холодопроизводительности холодильного цикла и глубине охлаждения на входе в компрессор сжимаемого газа.

Из рис. 6 видно, что использование тепла сжатия, отводимого через концевой теплообменник, значительно увеличивает экономию топлива. Поэтому основной вклад в работу СРТП на основе холодильной машины вносит теплота, отводимая от двигателя – привода компрессора.

Заключение

В представленной работе приведена схема системы рекуперации тепловых потерь передвижной компрессорной станции на основе использования холодильной машины для предварительного охлаждения перед компрессором сжимаемого газа. Исходя из этой схемы и основных термодинамических соотношений, была построена математическая модель, позволяющая определить эффективность этой системы и провести расчет аппаратов и агрегатов, входящих в состав системы. На основе разработанной математической модели был проведен анализ влияния на эффективность

СРТП характеристик ее аппаратов и агрегатов. Он показал, что повышение их эффективности приводит к росту доли экономии топлива, которая может достигать 25%, что видно из графиков рис. 2–5.

Список обозначений

К – компрессор;
 ДВС – двигатель внутреннего сгорания, привод компрессора К;
 Х – холодильный теплообменник, охлаждающий газ перед его сжатием в компрессоре К;
 ТК – концевой теплообменник, отводящий тепло от сжатого газа;
 Н – насос в контуре Ренкина;
 ТУ – теплообменник-утилизатор контура Ренкина;
 Р – расширительная машина контура Ренкина;
 КнР – конденсатор контура Ренкина;
 КХ – компрессор холодильного контура;
 КнХ – конденсатор холодильного контура;
 Д – дроссельный клапан холодильного контура.
 G – массовый расход газа;
 Π – степень повышения давления;
 T_0 – температура окружающей среды;
 n – показатель политропы, характеризующий интенсивность охлаждения сжимаемого в компрессоре газа;
 R – газовая постоянная сжимаемого газа;
 q – удельная теплота сгорания топлива;
 η_0 – КПД двигателя Д при режиме работы, обеспечивающем мощность N_0 ;
 η_1 – КПД двигателя Д при режиме работы, обеспечивающем мощность N_1 ;
 c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость;
 η_X – КПД холодильного теплообменника;
 $\eta_{ТУ}$ – КПД теплообменника-утилизатора;
 $\eta_{ТК}$ – КПД концевой холодильника;
 η_P – КПД расширительной машины;
 $\eta_{ЦР}$ – КПД цикла Ренкина;
 ε – холодильный коэффициент холодильного контура;
 Q_0 – тепловая мощность, выделяемая в ДВС без рекуперации тепла;
 Q_1 – тепловая мощность, выделяемая в ДВС при рекуперации тепла;
 M_0 – расход топлива в ДВС без рекуперации тепла;
 M_1 – расход топлива в ДВС при рекуперации тепла;
 $Q_{ТУ}$ – тепловой поток, подведенный к контуру Ренкина в теплообменнике-утилизаторе;
 Q_X – тепловой поток, отводимый от газа перед его сжатием в компрессоре К;
 N_K – мощность обратимого холодильного цикла Карно;
 N_P – мощность контура Ренкина;
 T_1 – температура охлажденного газа перед компрессором.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания: теория рабочих процессов. М.: Высшая школа, 2007. 479 с.
- [2] Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. Л.: Судостроение, 1973. 256 с.

- [3] **Cha J.E., Park J.H., Lee G., Seo H., Lee S., Chung H.-J., Lee S. W.** 500 kW supercritical CO₂ power generation system for waste heat recovery: System design and compressor performance test results // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 194. 117028. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117028>
- [4] **Yusha V.L., Chernov G.I., Kalashnikov A.M.** Analysis of the thermal efficiency of solid and vacuum thermal insulation in an exchanger of the heat losses recovery system in mobile com-pressor units // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141 (1). 030069. <https://doi.org/10.1063/1.5122119>
- [5] **Kalashnikov A.M., A.A., Kapelyukhovskaya A.A.** Analysis of the application of the heat loss recovery system for the drive of process equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2412 (1). 30033. <https://doi.org/10.1063/5.0075032>
- [6] **Юша В.Л., Чернов Г.И.** Анализ термодинамической эффективности применения цикла Ренкина в системе рекуперации тепловых потерь компрессорной установки с приводным двигателем внутреннего сгорания // *Омский научный вестник. Серия «Приборы, машины и технологии»*. 2013. № 2 (120). С. 254–261.
- [7] **Tsai B.-J., Wang Y.L.** A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine // *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29. Iss. 2–3. P. 216–223. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.028>
- [8] **Xia C., Zhang Z., Huang G., Xu Y.** Study on the new hybrid thermodynamic cycle for an improved micro swing engine with heat recovery process // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 129. P. 1135–1149. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.123>
- [9] **Negash A., Kim Y.M., Shin D.G., Cho G.B.** Optimization of organic Rankine cycle used for waste heat recovery of construction equipment engine with additional waste heat of hydraulic oil cooler // *Energy*. 2018. Vol. 143. P. 797–811. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.004>
- [10] **Sadeghi S., Ghandehariun S., Naterer G.F.** Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery // *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 225. 113441. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113441>
- [11] **Elmas E.T.** Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units // *Journal of Molecular Structure*. 2020. Vol. 1212. 127927. <https://doi.org/10.1016/j.molstruc.2020.127927>
- [12] **Zhang X., Xiang N., Pan H., Yang X., Wu J., Zhang Y., Luo H., Xu C.** Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on energy analysis and economic evaluation: A case from China // *Journal of Cleaner Production*. 2021. Vol. 290. 125901. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.125901>
- [13] **Cioccolanti L., Renzi M., Comodi G.** District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 191. 116851. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116851>
- [14] **Aboelazayem O., Gadalla M., Alhajri I., Saha B.** Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC) // *Renewable Energy*. 2021. Vol. 164. P. 433–443. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.09.058>
- [15] **Kumar A., Rakshit D.** A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications // *Cleaner Engineering and Technology*. 2021. Vol. 5.292. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2021.100292>
- [16] **Wang F., Wang L., Zhang H., Xia L., Miao H., Yuan J.** Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle // *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 229. 113775. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113775>

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович – старший преподаватель, Омский государственный технический университет, без степени.

E-mail: kalashnikov_omgtu@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6847-4937>

ЧЕРНОВ Герман Игоревич – доцент, Омский государственный технический университет, канд. техн. наук.

E-mail: gi_chernov2002@mail.ru

ЕВДОКИМОВ Владимир Сергеевич – старший преподаватель, Омский государственный технический университет, без степени.

E-mail: omgtu_evdokimov@mail.ru

REFERENCES

- [1] **V.N. Lukanin**, Dvigateli vnutrennego sgoraniia: teoriia rabochikh protsessov [Internal combustion engines: theory of work processes], Vysshaya shkola Publ., Moscow, 2007.
- [2] **V.M. Seliverstov**, Utilizatsiia tepla v sudovykh dizel'nykh ustanovkakh [Heat recovery in marine diesel plants], Sudostroenie, Leningrad, 1973.
- [3] **J.E. Cha, J.H. Park, G. Lee, H. Seo, S. Lee, H.-J. Chung, S. W. Lee**, 500 kW supercritical CO₂ power generation system for waste heat recovery: System design and compressor performance test results, Applied Thermal Engineering, 194 (2021) 117028. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117028>
- [4] **V.L. Yusha, G.I. Chernov, A.M. Kalashnikov**, Analysis of the thermal efficiency of solid and vacuum thermal insulation in an exchanger of the heat losses recovery system in mobile compressor units, AIP Conference Proceedings, 2141 (1) (2019) 030069. <https://doi.org/10.1063/1.5122119>
- [5] **A.M. Kalashnikov, A.A. Kapelyukhovskaya**, Analysis of the application of the heat loss recovery system for the drive of process equipment, AIP Conference Proceedings, 2412 (1) (2021) 030033. <https://doi.org/10.1063/5.0075032>
- [6] **V.L. Yusha, G.I. Chernov**, Analiz termodinamicheskoi effektivnosti primeneniia tsikla Renkina v sisteme rekuperatsii teplovykh poter' kompressornoii ustanovki s privodnym dvigatelem vnutrennego sgoraniia [Analysis of the thermodynamic efficiency of using the Rankine cycle in a heat loss recovery system of a compressor unit with an internal combustion drive engine], Omskii nauchnyi vestnik, 2 (120) (2013) 254–261.
- [7] **B.-J. Tsai, Y.L. Wang**, A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine, Applied Thermal Engineering, 29 (2–3) (2009) 216–223. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.028>
- [8] **C. Xia, Z. Zhang, G. Huang, Y. Xu**, Study on the new hybrid thermodynamic cycle for an improved micro swing engine with heat recovery process, Applied Thermal Engineering, 129 (2018) 1135–1149. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.123>
- [9] **A. Negash, Y.M. Kim, D.G. Shin, G.B. Cho**, Optimization of organic Rankine cycle used for waste heat recovery of construction equipment engine with additional waste heat of hydraulic oil cooler, Energy, 143 (2018) 797–811. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.004>
- [10] **S. Sadeghi, S. Ghandehariun, G.F. Naterer**, Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery, Energy Conversion and Management, 225 (2020) 113441. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113441>
- [11] **E.T. Elmas**, Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units, Journal of Molecular Structure, 1212 (2020) 127927. <https://doi.org/10.1016/j.molstruc.2020.127927>
- [12] **X. Zhang, N. Xiang, H. Pan, X. Yang, J. Wu, Y. Zhang, H. Luo, C. Xu**, Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on energy analysis

and economic evaluation: A case from China, *Journal of Cleaner Production*, 290 (2021) 125901. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.125901>

[13] **L. Cioccolanti, M. Renzi, G. Comodi, M. Rossi**, District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries, *Applied Thermal Engineering*, 191 (2021) 116851. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116851>

[14] **O. Aboelazayem, M. Gadalla, I. Alhajri, B. Saha**, Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC), *Renewable Energy*, 164 (2021) 433–443. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.09.058>

[15] **A. Kumar, D. Rakshit**, A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications, *Cleaner Engineering and Technology*, 5 (2021) 100292. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2021.100292>

[16] **F. Wang, L. Wang, H. Zhang, L. Xia, H. Miao, J. Yuan**, Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle, *Energy Conversion and Management*, 229 (2021) 113775. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113775>

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Aleksandr M. KALASHNIKOV – *Omsk State Technical University*.

E-mail: kalashnikov_omgtu@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6847-4937>

German I. CHERNOV – *Omsk State Technical University*.

E-mail: gi_chernov2002@mail.ru

Vladimir S. EVDOKIMOV – *Omsk State Technical University*.

E-mail: omgtu_evdokimov@mail.ru

Поступила: 07.02.2024; Одобрена: 21.03.2024; Принята: 09.04.2024.

Submitted: 07.02.2024; Approved: 21.03.2024; Accepted: 09.04.2024.