

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-570-580

ON THE POSSIBILITIES OF USING SECONDARY ENERGY RESOURCES IN MARINE ENGINE

V. L. Erofeyev, V. A. Zhukov, O. V. Melnik

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The article is devoted to one of the most important problems of modern power engineering is to improve the efficiency of fuel utilization, characterized by energy efficient motors. Traditional methods of improving energy efficiency are the use of secondary energy resources (heat) of the exhaust gas of engines and heat transfer for their cooling systems. The article presents the results of calculations of power efficiency of utilization of the turbine, working under direct Rankine cycle using different coolants. The basic reserve of increase of power efficiency of thermal engines is the rational use of secondary energy resources. To assess the prospects of using secondary energy resources heat transfer fluids (coolants) cooling systems the calculation of the heat pump, working on the reverse Rankine cycle. Based on the results of the calculations in the article the conclusion about the prospects of using these devices, including the replacement of Autonomous boilers in ship power plants. The article also contains proposals for use of alternative types of secondary energy resources, such as the mechanical energy of a fuel and its gladiatorial. The article shows that the use of these energy resources seems to be promising when using gas fuel. This research is relevant in connection with active introduction of gas and gas-diesel engines in various sectors of energy and transport. The data obtained in the result of the research show that the use of secondary energy resources heat engines using the utilization of turbines and heat pumps of modern design is promising and allows to increase the rate of fuel consumption of piston and gas turbine engines. When using gaseous fuels have the additional possibility of using secondary energy resources.

Keywords: heat engines, energy efficiency, secondary energy resources, utilization, heat balance, heat transfer, enthalpy change, recycling steam turbine, heat pump.

For citation:

Erofeyev, Valentin L., Vladimir A. Zhukov, and Olesya V. Melnik. "On the possibilities of using secondary energy resources in marine engine." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 9.3 (2017): 570–580. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-570-580.

УДК 621.432

О ВОЗМОЖНОСТЯХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ В СУДОВЫХ ДВС

В. А. Ерофеев, В. А. Жуков, О. В. Мельник

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Статья посвящена анализу возможностей более полного использования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в тепловых двигателях, характеризуемого энергетической эффективностью установок. Традиционными методами повышения эффективности использования топлива и сокращения его расхода является утилизация вторичных энергетических ресурсов (теплоты) отработавших газов двигателей и теплоносителей их систем охлаждения. Возможность использования этих ресурсов исследуется на основании уравнения теплового баланса с проведением расчетов, учитывающих изменение энтальпии теплоносителя системы охлаждения. В статье представлено сравнение эффективности утилизационно-

го турбогенератора, работающего по прямому циклу Ренкина, при использовании различных теплоносителей. С целью оценки возможностей повышения коэффициента полезного действия установок за счет использования энергетических ресурсов теплоносителей систем охлаждения (теплоты, отводимой с охлаждающей жидкостью) выполнен расчет теплового насоса, работающего по обратному циклу Ренкина. На основании результатов выполненных расчетов сделан вывод о перспективности использования данных устройств, в том числе для замены автономных котлов в судовых энергетических установках. Статья содержит предложения по использованию нетрадиционных видов вторичных энергетических ресурсов, таких как механическая энергия топлива и его хладопотенциал. Показано, что использование данных энергетических ресурсов представляется перспективным при использовании газового топлива. Указанное направление исследований является актуальным в связи с активным внедрением газовых и газодизельных двигателей в различных отраслях энергетики и транспорта. Данные, полученные в результате проведенных исследований, показывают, что использование вторичных энергетических ресурсов тепловых двигателей с применением утилизационных турбин и тепловых насосов современных конструкций является перспективным и позволяет повысить коэффициент топливоиспользования поршневых и газотурбинных двигателей. При использовании газовых топлив появляются дополнительные возможности использования вторичных энергетических ресурсов.

Ключевые слова: тепловые двигатели, энергоэффективность, вторичные энергетические ресурсы, утилизация теплоты, тепловой баланс, теплоноситель, изменение энтальпии, утилизационная паровая турбина, тепловой насос.

Для цитирования:

Ерофеев, В. Л. О возможностях использования вторичных энергетических ресурсов в судовых ДВС / В. Л. Ерофеев, В. А. Жуков, О. В. Мельник // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 3. — С. 570–580. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-570-580.

Введение

Эффективное использование топлива в тепловых двигателях и снижение выбросов с отработавшими газами — важнейшие проблемы современной транспортной энергетики. На решение указанной проблемы направлены нормативно-правовые мероприятия [1], совершенствование рабочих процессов тепловых двигателей [2], [3], модернизация их основных систем [4], [5], совершенствование эксплуатации энергетических установок [6] – [8].

Эффективность использования энергии оценивается такими показателями как эффективный КПД двигателя η_e , удельный эффективный расход топлива g_e , составляющие теплового баланса. Связь между этими показателями рассмотрена в работе [9]. Для анализа возможных путей повышения энергетической эффективности теплового двигателя целесообразно воспользоваться двумя показателями: удельным эффективным расходом топлива g_e , кг/(кВт·ч) и количеством выбросов диоксида углерода CO_2 , мг/(кВт·ч), отнесенных к единице произведенной двигателем работы. Важность второго показателя обусловлена тем, что именно с выбросами CO_2 связывают появление парникового эффекта. На рис. 1 представлен процесс преобразования первичного источника энергии (топлива) в механическую работу и причины появления и ресурсы вторичных источников энергии.

Все более возрастающее использование природного газа в качестве альтернативы нефтяного топлива, подаваемого к энергетическому объекту в виде сжиженного природного газа (СПГ) и сжиженного природного газа (СПГ), позволяет добавить к химической энергии топлива, зависящей от химического состава и определяемой высшей Q_p^h , МДж/кг, и низшей Q_p^h , МДж/кг, теплотой его сгорания, еще и энергию физического состояния топлива — механическую энергию, определяемую перепадами удельной энтальпии КПП в бункеровочной емкости для хранения i_{xp} , кДж/кг, и энтальпии газа, поступающего в двигатель $i_{дв}$, кДж/кг, или «хладопотенциал» — количество теплоты, необходимой для испарения жидкого природного газа и нагрева его до температуры подачи в тепловой двигатель. Так, в автомобильных баллонах с КПП давление газа достигает 26 МПа, а параметры СПГ, которым бункеруются суда, составляют криогенные температуры (–165 °С) при давлении 0,6 МПа.

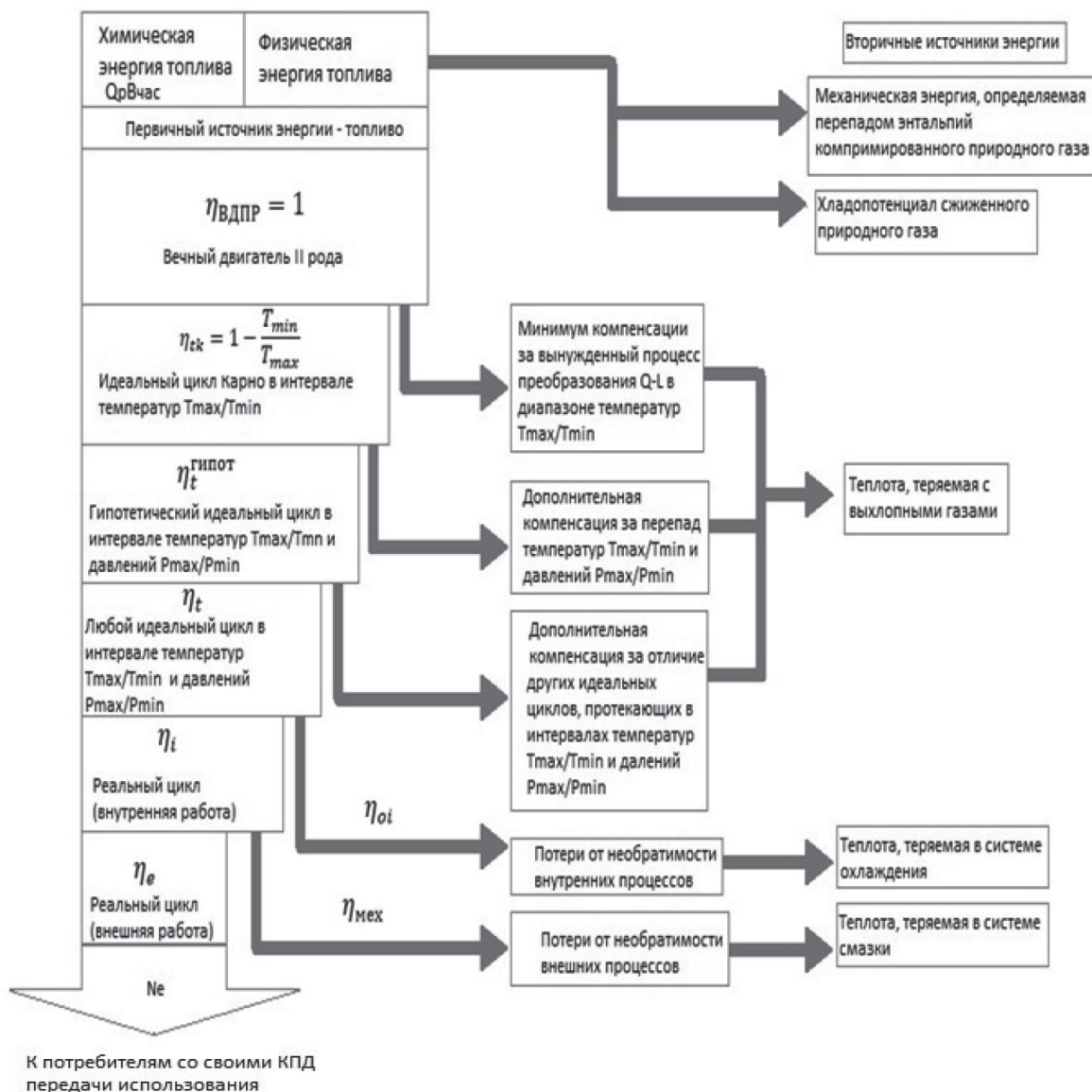


Рис. 1. Первичные и вторичные энергетические ресурсы теплового двигателя

Методы

В действующих в настоящее время энергетических установках эта физическая энергия не используется: в случае применения в качестве топлива КПГ происходит дросселирование газа, а при использовании СПГ — подогрев газа различными источниками теплоты. В работе [10] были высказаны предложения по включению этой физической энергии во вторичные энергетические ресурсы, более подробно исследован процесс получения «сухого льда» (твёрдой фазы CO_2) за счет использования «хладопотенциала» СПГ. Перевод работы тепловых двигателей на природный газ улучшает энергоэкологические показатели двигателя в связи с минимальным значением конверсионного показателя [11] по сравнению с другими топливами (меньше углерода в топливе), а получение «сухого льда» за счет «хладопотенциала» СПГ эти показатели улучшает существенно.

Количественное рассмотрение вторичных энергетических ресурсов теплового двигателя при использовании химической энергии топлива удобно производить по тепловому балансу, который определяется в расчете на 1 ч работы двигателя. В традиционной форме абсолютный тепловой баланс ДВС представляется уравнением

$$Q_p^H B_{\text{ч}} = 3600 N_e + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{ост}},$$

где $B_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива, кг/ч; N_e — эффективная мощность двигателя, кВт; $Q_{\text{газ}}$ — потери теплоты с отработавшими газами, кДж/ч; $Q_{\text{охл}}$ — потери теплоты с охлаждающей жидкостью, кДж/ч; $Q_{\text{м}}$ — потери теплоты с маслом, кДж/ч; $Q_{\text{ост}}$ — остаточный член, кДж/ч.

Для удобства анализа тепловой баланс записывается в относительных величинах:

$$1 = \eta_e + q_{\text{газ}} + q_{\text{охл}} + q_{\text{м}} + q_{\text{ост}},$$

где η_e — эффективный КПД двигателя, равный доле теплоты, преобразованной в полезную работу и определяемый по формуле $\eta_e = \frac{3600}{Q_p^H g_e}$; $g_e = \frac{B_{\text{ч}}}{N_e}$; $q_{\text{газ}}$, $q_{\text{охл}}$, $q_{\text{м}}$ — доли потерь теплоты соответственно с отработавшими газами, охлаждающей жидкостью, маслом, определяемые по формулам:

$$q_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{газ}}}{Q_p^H B_{\text{ч}}}; \quad q_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_p^H B_{\text{ч}}}; \quad q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_p^H B_{\text{ч}}}.$$

К числу вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), в зависимости от их величин, можно отнести потери теплоты с отработавшими газами, теплоносителем системой охлаждения и моторным маслом.

После преобразования получим:

$$Q_{\text{газ}} = Q_p^H B_{\text{ч}} q_{\text{газ}} = \frac{3600 N_e}{\eta_e} q_{\text{газ}} = 3600 N_e \frac{q_{\text{газ}}}{\eta_e};$$

$$Q_p^H \frac{3600 N_e}{Q_p^H B_{\text{ч}}} = \eta_e;$$

$$B_{\text{час}} = \frac{3600 N_e}{Q_p^H \eta_e};$$

$$Q_{\text{охл}} = 3600 N_e \frac{q_{\text{охл}}}{\eta_e};$$

$$Q_{\text{м}} = 3600 N_e \frac{q_{\text{м}}}{\eta_e}.$$

Рассмотрим возможности получения механической энергии, например, в утилизационном турбогенераторе. Количество теплоты и получаемой электроэнергии определяется в кДж/ч по следующей формуле:

$$3600 N_e^{\text{ути}} = Q_{\text{газ}} \eta_i^{\text{ути}} \eta_{\text{ое}}^{\text{ути}} \eta_{\text{ген}},$$

где $\eta_i^{\text{ути}}$ — термический КПД утилизационного турбогенератора; $\eta_{\text{ое}}^{\text{ути}}$ — относительный эффективный КПД турбогенератора; $\eta_{\text{ое}} = \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{мех}}$; η_{oi} — внутренний относительный КПД; $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД турбогенератора; $\eta_{\text{ген}}$ — КПД электрогенератора.

Тогда доля дополнительной механической энергии, получаемой от вторичных энергетических ресурсов — отработавших газов определяется как

$$\frac{N_e^{\text{ути}}}{N_e^{\text{гд}}} = \frac{q_{\text{газ}}}{\eta_e^{\text{гд}}} \eta_i^{\text{ути}} \eta_{\text{ое}}^{\text{ути}} \eta_{\text{ген}} \psi,$$

где ψ — коэффициент использования газов, не допускающий их охлаждения ниже температуры точки росы; $\eta_e^{\text{гд}}$ — КПД главного двигателя.

Доля механической энергии получаемой от утилизации теплоты системы охлаждения главного двигателя подсчитывается по аналогичной формуле

$$\frac{N_e^{\text{ути}}}{N_e^{\text{гд}}} = \frac{q_{\text{охл}}}{\eta_e^{\text{гд}}} \eta_i^{\text{ути}} \eta_{\text{ое}}^{\text{ути}} \eta_{\text{ген}} \psi.$$

Если направление и пределы повышения эффективного КПД главного двигателя подробно рассматривалось в [12 и др.], то возможности использования вторичных энергетических ресурсов для получения электроэнергии с помощью различных, в том числе и органических рабочих тел, будут рассмотрены далее.

Вторичные энергетические ресурсы могут быть использованы для получения не только механической энергии, но и для нужд теплофикации — получения теплоты для различных технологических нужд, в том числе для отопления. При этом для повышения температурного уровня систем охлаждения и смазки, которая редко превышает 80 – 90 °С, могут быть использованы тепловые насосы.

В случае комбинированного использования любых вторичных энергетических ресурсов энергетическая эффективность установки может быть оценена как

$$g_e^{\text{уст}} = \frac{B_q}{N_e^{\text{гд}} + \sum_{i=1}^{i=n} N_{ei}^{\text{ут}} + Q_{\text{тепл}}}, \text{ кг топлива/(\text{кВт} \cdot \text{ч})};$$

$$Q_{\text{тепл}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{ВЭР}} \xi_i}{3600},$$

где $Q_{\text{тепл}}$ — теплота, подаваемая на нужды теплофикации, кВт; ξ_i — коэффициент использования теплоты вторичных энергетических ресурсов на нужды теплофикации; $Q_{\text{ВЭР}}$ — теплота вторичных энергетических ресурсов.

Повышение энергетической эффективности установки за счет использования ВЭР определяется по двум показателям:

а) *абсолютное изменение*

$$\Delta g_e = g_e^{\text{гд}} - g_e^{\text{уст}}, \text{ кг топлива/(\text{кВт} \cdot \text{ч})},$$

где $g_e^{\text{гд}}$ — энергетическая эффективность главного двигателя;

б) *относительное изменение*

$$\delta = \frac{g_e^{\text{гд}} - g_e^{\text{уст}}}{g_e^{\text{гд}}} 100 \, \%.$$

При использовании в установках (двигателях) в качестве топлива природного газа следует дополнить приведенное повышение эффективности энергетической установки расчетом снижения выбросов парникового газа CO_2 в связи с уменьшением наличия углерода в топливе, что учитывается упомянутым конверсионным показателем [11]. При работе на сжиженном природном газе (СПГ) использование его «хладопотенциала» для получения «сухого льда» — твердой фазы CO_2 — не только повышается энергетическая и экологическая эффективность установки, но и производится продукт, имеющий высокую товарную стоимость.

Результаты

Рассмотрим примеры количественного возрастания энергетической эффективности теплового двигателя. Примем состав теплового баланса для дизеля эффективной мощностью $N_e = 100$ кВт с умеренным наддувом: $\eta_e^{\text{гд}} = 0,40$; $q_{\text{газ}} = 0,30$; $q_{\text{охл}} = 0,20$; $q_{\text{м}} = 0,05$; $q_{\text{ост}} = 0,05$, а параметры отечественного турбогенератора МСК 92-4: КПД генератора $\eta_{\text{ген}} = 0,90$; КПД турбины (правильный — относительный эффективный) $\eta_{\text{оe}} = 0,51$; давление водяного пара и температура перед турбиной $P_1 = 0,45$ МПа и $t_1 = 250$ °С; давление пара за турбиной $P_2 = 6$ кПа.

Утилизационные турбогенераторы работают, как известно, по прямому циклу Ренкина, а тепловые насосы — по обратному циклу Ренкина. Для дальнейших вычислений необходимо определить величину термического КПД цикла Ренкина по формуле

$$\eta_{\text{тп}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} = \frac{2950 - 2280}{2950 - 151,5} = 0,24,$$

где $i_1 = 2950$ кДж/кг — удельная энтальпия пара перед турбиной; $i_2 = 2280$ кДж/кг — удельная энтальпия пара за турбиной; $i_2' = 151,5$ кДж/кг — удельная энтальпия начала кипения при $P_2 = 6$ кПа.

Значение удельной энтальпии определялось по источнику [13]. Максимальный коэффициент использования теплоты выпускных газов примем $\psi_{\max} = 0,64$. При указанных параметрах

$$\frac{N_e^{\text{УТГ}}}{N_e^{\text{ГД}}} = \frac{q_{\text{газ}}^{\text{ГД}}}{\eta_e^{\text{ГД}}} \eta_t^{\text{УТГ}} \eta_{oi}^{\text{УТГ}} \eta_{\text{мех}}^{\text{УТГ}} \eta_{\text{ген}}^{\text{УТГ}} \psi = \frac{0,30}{0,40} \cdot 0,24 \cdot 0,51 \cdot 0,9 \cdot 0,64 = 0,06,$$

т. е. мощность, вырабатываемая утилизационным турбогенератором, составляет 6 % от мощности главного двигателя $N_e^{\text{ГД}}$.

При изменении параметров пара до и после турбины величина термического КПД цикла Ренкина меняется незначительно (на 1 – 2 %), заметнее влияют внутренний и внешний относительные КПД и КПД генератора. Приведенные параметры турбогенератора МСК-90-4 относятся к 1970 – 1980 гг. Технический прогресс турбо- и двигателестроения позволил предположить некоторое возрастание указанных КПД. Так, в [14], [15] указывается, что внутренний относительный КПД винтовых паровых турбин ПВМ составляет 67 – 70 %. Таким образом, достижения технического прогресса позволяют ожидать

$$\frac{q_{\text{газ}}^{\text{ГД}}}{\eta_e^{\text{ГД}}} \eta_t^{\text{УТГ}} \eta_{oi}^{\text{УТГ}} \eta_{\text{мех}}^{\text{УТГ}} \eta_{\text{ген}}^{\text{УТГ}} \psi = \frac{0,30}{0,40} \cdot 0,24 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,64 = 0,09,$$

т. е. при использовании наиболее современного утилизационного оборудования дополнительная мощность, получаемая за счет использования вторичных энергетических ресурсов в утилизационном турбогенераторе, может быть увеличена до 9 %.

Более высокие показатели могут быть получены при иных соотношениях q_r и η_e теплового баланса, например, для газотурбинных установок. Примером реализации возможностей использования ВЭР газов для получения механической энергии могут служить бинарные циклы парогазовых установок.

Определим возможность и целесообразность использования в утилизационном турбогенераторе (УТГ) с органическим рабочим телом (теплоносителем) системы охлаждения, определив предварительно величину термического КПД цикла Ренкина по формуле

$$\frac{N_e^{\text{УТГ}}}{N_e^{\text{ГД}}} = \frac{q_{\text{газ}}^{\text{ГД}}}{\eta_e^{\text{ГД}}} \eta_t^{\text{УТГ}} \eta_{oi}^{\text{УТГ}} \eta_{\text{мех}}^{\text{УТГ}} \eta_{\text{ген}}^{\text{УТГ}} \psi.$$

На рис. 2 представлен прямой цикл Ренкина в координатах «натуральный логарифм давления – энтальпия ($\ln p - i$)» при реальных для систем охлаждения параметрах источников теплоты.



Рис. 2. Цикл паровой турбины (прямой цикл Ренкина):

q_1, q_2 — количество подведенной и отведенной теплоты;

Δt — перепад температур между источником теплоты и рабочим телом;

$t_{\text{ист}}$ — температура источника теплоты; $t_{\text{пр}}$ — температура приемника теплоты

Приемником теплоты обычно служит окружающая среда. Температура источника теплоты может быть повышена в системах высокотемпературного охлаждения двигателей до 130 °С и выше. Задавшись перепадом температур между источником теплоты и рабочим телом Δt , можно получить исходные параметры рабочего тела для вычисления КПД цикла Ренкина.

При относительно малых температурах источника теплоты вряд ли целесообразно использовать в качестве рабочего тела воду и водяной пар, так как в этом случае цикл должен протекать при давлении ниже атмосферного (в вакууме). Целесообразно рассмотреть использование низкокипящих органических рабочих тел. В таблице приведены результаты расчетов по производству электроэнергии за счет утилизации теплоты, отводимой через систему охлаждения теплового двигателя при работе цикла с различными органическими теплоносителями (фреон R134, фтордихлорметан R21, аммиак R717) [13]. Эти результаты показывают возможность производства электроэнергии за счет утилизации теплоты систем охлаждения до 5 % от мощности теплового двигателя, что представляется достаточно перспективным в связи с более высоким качеством механической энергии по сравнению с тепловой энергией.

**Параметры идеальных циклов Ренкина
и возможности получения электроэнергии за счет утилизации ВЭР систем охлаждения**

Рабочее тело	Температура пара перед турбиной, t_1 , °С	Давление пара перед турбиной, P_1 , бар	Давление пара за турбиной, P_2 , бар	Удельная энтальпия пара перед турбиной, i_1 , кДж/кг	Удельная энтальпия пара за турбиной, i_2 , кДж/кг	Работа цикла, $l_{ц}$, кДж/кг	Термический КПД цикла Ренкина, $\eta_{пр}$	$\frac{N_e^{утг}}{N_e^{гд}} \cdot 100 \%$
R134	85	30	8	430	410	20	0,11	0,04
		20		450	435	15	0,08	0,03
		10		474	467	7	0,03	—
	125	30		495	460	35	0,14	0,05
		20		500	475	25	0,10	0,033
		10		512	504	8	0,03	—
R21	85	10	2	495	457	38	0,15	0,05
		7		490	462	38	0,14	0,05
		5		490	475	15	0,06	0,05
	125	10		515	475	40	0,15	0,05
		7		520	480	40	0,15	0,05
		5		520	500	20	0,07	0,05
R717	155	60	16	2000	1800	200	0,16	5,34
	250	20	12	2300	2150	150	0,09	3

На рис. 3 представлен обратный цикл Ренкина для теплового насоса, работающего с низкокипящим органическим рабочим телом.

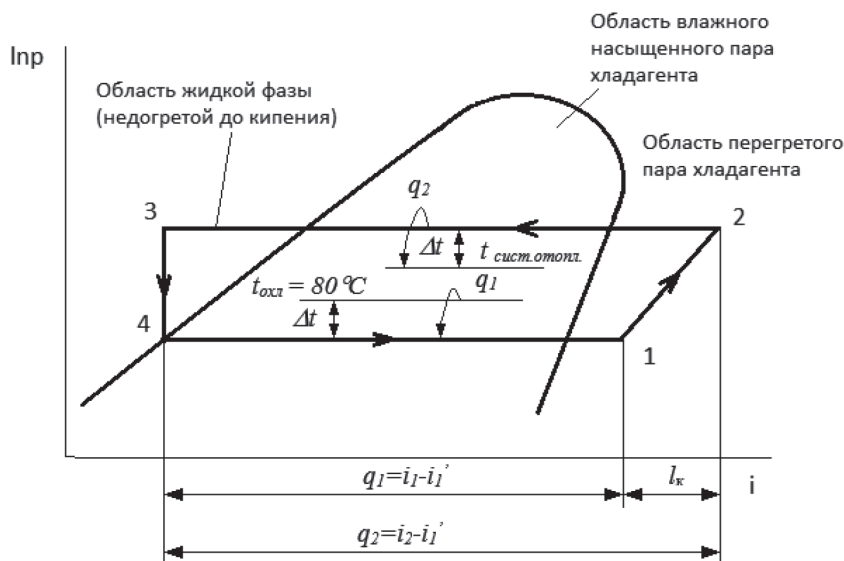


Рис. 3. Идеальный цикл теплового насоса (обратный цикл Ренкина):
 q_1, q_2 — количество подведенной и отведенной теплоты;
 Δt — перепад температур между источником теплоты и рабочим телом;
 $t_{\text{сист. отопл}}$ — температура среды в системе отопления;
 $t_{\text{пр}}$ — температура среды в системе охлаждения

Энергетическая эффективность теплового насоса оценивается отопительным коэффициентом

$$\psi = \frac{q_1}{l_k} = \frac{i_2 - i_1'}{i_2 - i_1},$$

где l_k — работа компрессора.

Количество теплоты, подводимое к рабочему телу от систем охлаждения двигателя:

$$Q_1 = Q_{\text{охл}} \xi = B_{\text{ч}}^{\text{ГД}} Q_{\text{р}}^{\text{н}} q_{\text{охл}} \xi, \text{ кДж/ч.}$$

Количество теплоты, передаваемое рабочим телом в систему отопления (на нужды теплофикации):

$$Q_{\text{отопл}} = \frac{\psi}{\psi - 1} B_{\text{ч}}^{\text{ГД}} Q_{\text{р}}^{\text{н}} q_{\text{охл}} \xi, \text{ кДж/ч.}$$

Количество теплоты, производимое автономным котлом для системы отопления (теплофикации):

$$Q_{\text{отопл}} = B_{\text{ч}}^{\text{котла}} Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{котла}},$$

где $B_{\text{ч}}^{\text{котла}}$ — часовой расход топлива для котла, кг/ч; $\eta_{\text{котла}}$ — КПД котла.

Относительная экономия топлива от замены теплотой системы охлаждения двигателя:

$$\frac{B_{\text{ч}}^{\text{котла}}}{B_{\text{ч}}^{\text{ГД}}} = \frac{\psi}{\psi - 1} \cdot \frac{q_{\text{охл}}}{\eta_{\text{котла}}} \xi \cdot 100 \%,$$

а коэффициент топливоиспользования:

$$\eta_{\text{топл}} = \frac{3600 N_e^{\text{ГД}} + Q_{\text{т}}}{B_{\text{ч}}^{\text{ГД}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}} = \eta_e^{\text{ГД}} + \frac{\psi}{\psi - 1} q_{\text{охл}} \xi.$$

Рассмотрим пример расчета возможности замены автономного котла системы подогрева груза тепловым насосом, использующим в качестве рабочего тела органическое вещество R113, а в качестве источника теплоты ВЭР системы охлаждения двигателя с $t_{\text{охл}} = 80^\circ \text{C}$. Температура среды в системе отопления $t_{\text{сист. отопл}} = 160^\circ \text{C}$.

Задаемся величиной $\Delta t = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, получим:

$$t_{s1} = 80 - 5 = 75 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ при } P_1 = 2,5 \text{ бар};$$

$$t_{s2} = 160 + 5 = 165 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ при } P_2 = 18 \text{ бар};$$

$$i'_1 = 270 \text{ кДж/кг}; i_1 = 440 \text{ кДж/кг}; i_2 = 470 \text{ кДж/кг}.$$

Отопительный коэффициент теплового насоса

$$\psi = \frac{470 - 270}{470 - 440} = 6,67.$$

Относительная экономия топлива для подобного замещения

$$\frac{B_{\text{ч}}^{\text{котла}}}{B_{\text{ч}}^{\text{ГД}}} = \frac{\psi}{\psi - 1} \cdot \frac{q_{\text{охл}}}{\eta_{\text{котла}}} \xi \cdot 100 \% = 24 \%.$$

Повышение КПД топливоиспользования

$$\eta_{\text{топл}} = \eta_e + \frac{\psi}{\psi - 1} q_{\text{охл}} \xi = 0,61.$$

Обсуждение

В ряде случаев вторичные энергетические ресурсы систем охлаждения теплового двигателя оказывается целесообразно использовать не для получения электроэнергии, а для нужд теплофикации, например, в системах подогрева груза на судах, замещая автономные котлы, предназначенные для обеспечения этих систем. При этом необходимо поднять температурный уровень теплоты, изымаемой из системы охлаждения, что и может быть обеспечено тепловыми насосами.

С использованием описанной методики можно оценить повышение энергетической эффективности в результате использования и других вторичных энергетических ресурсов, например, потерь теплоты, отводимой с моторным маслом, в том случае, если эти потери окажутся достаточно значительными.

При выборе устройств и методов использования вторичных энергетических ресурсов тепловых двигателей необходимо прежде всего ориентироваться на потенциального потребителя тепловой, механической или электрической энергии и выбирать методы, позволяющие получить наиболее востребованный в конкретной установке вид энергии.

Выводы

Использование вторичных энергетических ресурсов — одно из перспективных направлений повышения энергетической эффективности установок с тепловыми двигателями.

Для оценки эффективности мероприятий по повышению энергоэффективности тепловых двигателей целесообразно использовать не только анализ теплового баланса, но и анализ изменения энтальпии источников вторичных энергетических ресурсов.

Применение таких устройств утилизации вторичных энергетических источников, как паровые утилизационные турбины и тепловые насосы позволяет повысить коэффициент использования топлива на 3 – 9 %.

При переводе тепловых двигателей на газовое топливо появляются дополнительные возможности повышения их энергоэффективности за счет использования механической энергии топлива и хладопотенциала газового топлива.

Выбор методов повышения энергетической эффективности должен быть увязан с наличием потребностей конкретного энергетического объекта в дополнительной механической энергии и теплоте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Медников А. Управляем энергоэффективностью / А. Медников, А. Савранский // Морской флот. — 2013. — № 3. — С. 60–61.
2. Тузов Л. В. Идеальный термодинамический цикл ДВС с изохорным и изобарным способами подвода теплоты / Л. В. Тузов, Н. Б. Ганин, А. С. Пряхин // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 3–6.
3. Ерофеев В. Л. Пределы повышения энергетической эффективности топливоиспользования поршневого ДВС / В. Л. Ерофеев, Н. Б. Ганин, А. С. Пряхин // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 33–38.
4. Живлюк Г. Е. Состояние и перспективы совершенствования систем топливоподачи Common Rail. / Г. Е. Живлюк, А. П. Петров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 1 (35). — С. 108–123. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-108-123.
5. Радченко Н. И. Рациональные параметры тригенерационных контуров судовых среднеоборотных дизелей / Н. И. Радченко, А. А. Сирота, Д. В. Коновалов // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2. — С. 136–141.
6. Гацуц А. Г. Совершенствование технической эксплуатации судовых энергетических установок / А. Г. Гацуц // Двигатели внутреннего сгорания. — 2011. — № 2. — С. 137–141.
7. Андреев А. А. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса / А. А. Андреев, И. В. Калинин // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П. Могили. — 2008. — Т. 85. — Вип. 72. — С. 23–27.
8. Волынец А. В. Утилизация тепловых ресурсов главного судового двигателя посредством использования теплонасосной установки / А. В. Волынец, А. Н. Соболенко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 5 (39). — С. 144–150. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-5-144-150.
9. Безюков О. К. Энергосбережение: энергетическая эффективность водного транспорта: монография. / О. К. Безюков, В. Л. Ерофеев, Е. В. Ерофеева, А. С. Пряхин. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2016. — 284 с.
10. Ерофеев В. Л. Использование перспективных топлив в судовых установках / В. Л. Ерофеев. — Л.: Судостроение, 1989. — 80 с.
11. MERC.1 / Circ. 684 от 17.08.2008 г. Руководящие принципы добровольного использования действующего (эксплуатационного) показателя (индикатора) энергетической эффективности судна.
12. Ерофеев В. Л. Неточность термодинамических определений и терминов — путь к вечному двигателю второго рода / В. Л. Ерофеев, В. А. Жуков, А. С. Пряхин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 6 (40). — С. 140–149. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-6-140-149.
13. Термодинамические диаграммы i - $\ln p$ для хладагентов. — М.: АВИСАНКО, 2003. — 50 с.
14. Энергетическое оборудование электростанций. Промышленная группа «Генерация». [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://generation.ru/> (дата обращения: 10.02.2017).
15. Энергосберегающие решения. ЗАО «Эко-энергетика». [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://eco-energetika.com/> (дата обращения: 10.02.2017).

REFERENCES

1. Mednikov, A., and A. Savranskii. "Upravlyaem energoeffektivnost'yu." *Morskoi flot* 3 (2013).
2. Tuzov, L.V., N.B. Ganin, and A.S. Pryakhin. "Ideal Thermodynamic Cycle for Reciprocating Engine with Isochoric and Isothermal Heat Supply." *Dvigatelistroyeniye* 1 (2015): 3–6.
3. Erofeev, V. L., N. B. Ganin, and A. S. Prjahnin. "Predely povysheniya jenergeticheskoy jeffektivnosti toplivoispolzovaniya porshneвого DVS." *Dvigatelistroyeniye* 2 (2015): 33–38.
4. Zhivlyuk, Gregory Evgenyevich, and Aleksandr Pavlovich Petrov. "Status and prospects of perfection of fuel supply system Common Rail." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 1(35) (2016): 108–123. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-108-123.
5. Radchenko, N. I., A. A. Sirota, and D. V. Konovalov. "Ratsional'nye parametry trigeneratsionnykh konturov sudovykh sredneoborotnykh dizelei." *Internal Combustion Engines* 2 (2007): 136–141.
6. Gatsuts, A. G. "Improvement of technical maintenance of ship's power plant." *Internal Combustion Engines* 2 (2011): 137–141.

7. Andreev, A. A., and I. V. Kalinichenko. "Ekologicheskaya i energeticheskaya tselesoobraznost' utilizatsii nizkopotentsial'noi teploty na sudakh s pomoshch'yu teplovogo nasosa." *Tekhnogenna bezpeka: Naukovi pratsi MDGU im. P.Mogili* 85.72 (2008): 23–27.
8. Volintsev, Aleksandr Vladislavovich, and Anatolij Nikolaevich Sobolenko. "Utilization of main ship engine heat resources by means of heat pump installation usage." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S.O. Makarova* 5(39) (2016): 144–150. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-5-144-150.
9. Bezyukov, O. K., V. L. Erofeev, E. V. Erofeeva, and A. S. Pryakhin. *Energosberezhenie: energeticheskaya effektivnost' vodnogo transporta*. SPb.: Izdatel'stvo GUMRF imeni admiral S.O. Makarova, 2016.
10. Erofeev, V. L. *Ispol'zovanie perspektivnykh topliv v sudovykh ustanovkakh*. L.: Sudostroenie, 1989.
11. MERC.1 / Circ. 684 ot 17.08.2008 g. Rukovodyashchie printsipy dobrovol'nogo ispol'zovaniya deistvuyushchego (ekspluatatsionnogo) pokazatelya (indikatora) energeticheskoi effektivnosti sudna.
12. Erofeev, Valentin Leonidovich, Vladimir Anatolevich Zhukov, and Alexander Sergeyevich Pryakhin. "Inexactitude of thermodynamical definition sand terms is a way to the perpetual engine of the second kind." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S.O. Makarova* 6(40) (2016): 140–149. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-6-140-149.
13. *Termodinamicheskie diagrammy i-lnp dlya khladogentov*. M.: AVISANKO, 2003.
14. Energeticheskoe oborudovanie elektrostantsii. Promyshlennaya gruppa «Generatsiya». Web. 10 Feb. 2017 <<http://generation.ru/>>.
15. Energosberegayushchie resheniya. ZAO «Eko-energetika». Web. 10 Feb. 2017 <<http://eco-energetika.com/>>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Ерофеев Валентин Леонидович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Жуков Владимир Анатольевич —
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru

Мельник Олеся Владимировна —
кандидат технических наук
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: olvmelnik@gmail.com

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Erofeev, Valentin L. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Zhukov, Vladimir A. —
Dr. of Technical Sciences, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru

Melnik, Olesya V. —
PhD
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: olvmelnik@gmail.com

Статья поступила в редакцию 15 мая 2017 г.
Received: May 15, 2017.