

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-926-934

INCREASING THE ENVIRONMENTAL SAFETY OF THE COOLING SYSTEMS FOR SHIP POWER PLANTS DUE TO HEAT RECOVERY

N. K. Fedorovskaya

Sevastopol State University, Sevastopol, Russian Federation

The cooling system is the most important element of the power plant. Most of these systems in use today consume seawater, often in large quantities. Plankton, eggs and fry contained in seawater enter the cooling system and die. This leads to the destruction of fish resources of the seas and continental reservoirs. In order to improve the environmental safety of cooling systems, it is proposed to utilize the heat removed by the system to the maximum extent. This reduces the required amount of consumed seawater. The various options for heat utilization are analyzed. The temperature levels of the cooling system water and possible heat consumers are taken into account. The results of research on seawater heating in the cooling system are presented. The issue of using water desalination plant is considered in detail. It is taken into account that such an installation itself leads to additional consumption of seawater. An analytical description of thermal processes has been completed. The relation between the ratio of water consumption reduction by the cooling system and additional water consumption by the desalination plant has been obtained. The influence of the blowdown coefficient of the desalination plant has been determined. It has been found that the cooling system reduces consumption by 16-33 times in comparison with the desalination plant. A wider heat recovery is hindered by the relatively low temperature level of the water at the output of the cooling system. It is shown that there are opportunities for greater utilization of heat removed by the cooling system. This is due to the use of heat pumps, which can raise temperatures up to 130 °C and higher. As a result, there is a possibility of transition to deep heat recovery systems. The widespread introduction of heat recovery ensures not only energy efficiency, but also the environmental safety of the cooling systems.

Keywords: power plant, heat recovery, environmental safety, cooling system.

For citation:

Fedorovskaya, Nadezhda K. "Increasing the environmental safety of the cooling systems for ship power plants due to heat recovery." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 12.5 (2020): 926–934. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-926-934.

УДК 629.12 (075.4)

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ

Н. К. Федоровская

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,
Севастополь, Российская Федерация

Рассмотрена система охлаждения, являющаяся важнейшим элементом судовой энергетической установки. Отмечается, что большинство используемых в настоящее время систем потребляет заборную воду зачастую в довольно больших количествах. Содержащиеся в морской воде планктон, икринки и рыбная молодь попадают в систему охлаждения и погибают, что приводит к уничтожению рыбных ресурсов морей и континентальных водоемов. Кроме того, с целью повышения экологической безопасности систем охлаждения предложено в максимальной степени утилизировать отводимую системой теплоту, так как это снижает требуемое количество потребляемой заборной воды. Проанализированы различные варианты утилизации теплоты. Учтены температурные уровни воды системы охлаждения и воз-

можных потребителей теплоты. Приведены результаты натурных исследований по подогреву забортной воды в системе охлаждения. Детально рассмотрен вопрос использования утилизационной водоопреснительной установки. При этом учитывалось, что такая установка сама приводит к дополнительному потреблению забортной воды. Выполнено аналитическое описание тепловых процессов. Получена зависимость соотношения снижения потребления воды системой охлаждения и дополнительного потребления воды опреснительной установкой. Определено влияние коэффициента продувки водоопреснительной установки. Установлено, что система охлаждения снижает потребление в 16–33 раза по сравнению с опреснительной установкой. Более широкой утилизации теплоты препятствует сравнительно низкий температурный уровень воды на выходе из системы охлаждения. Показано, что имеются возможности большей утилизации теплоты, отводимой системой охлаждения, связанные с использованием тепловых насосов, которые могут поднять температуру до 130 °С и выше. В результате появляется возможность перехода к системам глубокой утилизации теплоты. Широкое внедрение утилизации теплоты обеспечивает не только энергетическую эффективность, но и экологическую безопасность систем охлаждения.

Ключевые слова: энергоустановка, утилизация теплоты, экологическая безопасность, система охлаждения.

Для цитирования:

Федоровская Н. К. Повышение экологической безопасности систем охлаждения судовых энергетических установок за счет утилизации теплоты / Н. К. Федоровская // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 5. — С. 926–934. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-5-926-934.

Введение (Introduction)

Ввиду того, что системы охлаждения (СО) являются важным элементом судовой энергетической установки (СЭУ), осуществляется постоянный поиск путей повышения их эффективности и экологической безопасности [1]. В забортной воде содержится большое количество планктона, икринок и рыбной молоди. В Мировом океане суммарная масса фитопланктона оценивается в 1,5 млрд т, а зоопланктона — в 20 млрд т. Указанные организмы являются основой пищевой цепочки, разрушение которой неизбежно ведет к биодegradации и снижению рыбной продуктивности морей и континентальных водоемов.

Хорошо известно, что основное количество планктона (55–90 %) сконцентрировано на глубинах до 50 м. С учетом осадки существующих различных судов и морских технических средств системы охлаждения потребляют воду с глубин до 10–20 м [2]. Кроме того, количество потребляемой воды оказывается значительным. Соответствующие примеры приведены в табл. 1.

Таблица 1

Примеры потребления морской воды

Объект	Потребление морской воды, м³/ч
1. Морская платформа ЛСП-1	1600 (номинальное), 2000–2400 (максимальное)
2. Морская платформа пр. 10170	400–800
3. Рефрижераторное судно Zenit	460
4. Многоцелевое судно Amke	160

Используемые на судах фильтры забортной воды обычно имеют проходные отверстия не менее 2–4 мм¹. Размеры планктона, икринок и рыбной молоди в большинстве случаев не превышают указанной величины. Поэтому они беспрепятственно попадают в систему охлаждения. В источнике [3] наглядно показано, что значительная часть рассматриваемых организмов после прохождения системы погибает. Существующие рыбозащитные устройства при этом практически неэффективны и не могут решить проблему предотвращения уничтожения планктона, икринок и рыбной молоди [4].

¹ Судовые фильтры: каталог-справочник. СПб.: АО «Центр технологии судостроения и судоремонта» КБ «Армас», 2019. 86 с.

Целью исследования является выявление возможности снижения приема забортной охлаждающей воды и на этой основе снижение отрицательного экологического воздействия на водные биоресурсы. Одним из возможных вариантов достижения этого является уменьшение отводимого системой теплового потока. В рамках реализации данного направления необходимо решение следующих задач:

1. Анализ наиболее перспективных путей утилизации теплоты системы охлаждения.
2. Учет соответствующих тепловых балансов и связанных с этим расходов забортной воды.
3. Оценка соотношения возможного дополнительного потребления забортной воды утилизационным оборудованием по сравнению со снижением этого потребления системой охлаждения.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Известно, что для отвода теплового потока Q необходим прием забортной воды в количестве $W_{3В}$, м³/с:

$$W_{3В} = \frac{Q}{\rho C_p (t''_{3В} - t'_{3В})}, \quad (1)$$

где ρ — плотность забортной воды, кг/м³; C_p — удельная теплоемкость забортной воды, Дж/(кг К); $t''_{3В} - t'_{3В}$ — соответственно температуры входа и выхода забортной охлаждающей воды, °С.

Любое уменьшение Q ведет к снижению потребности в $W_{3В}$. Рассмотрим вопрос утилизации теплоты, отводимой СО, в условиях возможного снижения приема забортной охлаждающей воды и, в конечном счете, сохранения морских биоресурсов.

Утилизация теплоты Q_y позволяет часть теплоты, отводимой системой охлаждения Q , направить на другие потребители, требующие тепловой энергии. В табл. 2 приведены основные возможные потребители утилизируемой теплоты на судне в рамках построения систем малой утилизации теплоты [5], [6].

Таблица 2

Основные потенциальные потребители утилизируемой теплоты на судне

Потребитель теплоты	Температуры подогреваемой среды, °С	Температуры греющей среды, °С	Греющая среда
1. Подогреватель тяжелого топлива главного двигателя	150	170–180	Пар
2. Система отопления, зимнего кондиционирования, подогревателя воздуха	20–40	70–140	Вода, пар
3. Хозяйственно-бытовые нужды	—	70–140	Вода, пар
4. Абсорбционные холодильные установки	—	80–140	Вода, пар
5. Подогрев груза для судов типа танкер (нефть)	40–70	80–140	Вода, пар
6. Система обогрева цистерн топлива, масла, кингстонных ящиков, подогреватели воды	50–80	80–140	Вода, пар
7. Опреснители воды вакуумные	40–42	55–70	Вода

Следует отметить, что потенциально возможность утилизации теплоты контура охлаждения пресной воды ограничена сравнительно невысокой температурой на выходе из двигателя, обычно равной 65–85 °С (большие значения соответствуют более современным двигателям).

В табл. 3 показаны значения $(t''_{3В} - t'_{3В})$, полученные в результате проведенного обследования различных типов судов в различных районах эксплуатации. Как видно, разброс значений $(t''_{3В} - t'_{3В})$ оказывается значительным.

Таблица 3

**Подогрев забортной ($t''_{3В} - t'_{3В}$) охлаждающей воды
на различных судах**

Судно		Установленная мощность, кВт	Нагрев забортной воды ($t''_{3В} - t'_{3В}$), °С
Рефрижератор Zenit		7138	7–18
Рефрижератор Wild Cosmos		9627	16–19
Рефрижератор Wild Plone		3642	11–13
Многоцелевое судно Amke		3840	9–13
Рефрижератор «Ангара»		3089	2–8
Самоходный плавкран «Нептун-3»		1500	5–10
Буксир «Пелла»	ГД	746	9–15
	ВДГ	93,6	2–5

В случае, если обеспечивается утилизация части отводимой системой теплоты, то тепловой поток, отводимый с забортной водой — $Q_{3В}$, Вт,

$$Q_{3В} = Q - Q_y, \quad (2)$$

где Q_y — утилизируемый тепловой поток, Вт.

Тогда $Q_{3В}$, Вт,

$$Q_{3В} = \rho C_p W_{3В} (t''_{3В} - t'_{3В}). \quad (3)$$

Уменьшение приема забортной воды вследствие утилизации части теплоты, отводимой системой охлаждения $\Delta W_{3В}$, м³/с,

$$\Delta W_{3В} = \frac{Q}{\rho C_p}. \quad (4)$$

Опреснительные установки широко используются на судах с целью утилизации теплоты СО. Требуемое количество пресной воды на судне зависит от типа судна (транспортное, промышленное, пассажирское и т. п.), вида и мощности СЭУ (ДВС, ПТУ, ГТУ), численности экипажа и пассажиров, автономности плавания и др. Запасы пресной воды приблизительно можно оценить значением 2–8 % от водоизмещения [7]. В среднем суточная потребность в пресной воде для дизельных судов составляет 5–10 т. Для рыбоперерабатывающих судов и пассажирских лайнеров эта величина достигает 100–200 т.

Вакуумные (адиабатные) одноступенчатые утилизационные установки получили наибольшее распространение для утилизации теплоты пресной воды системы охлаждения двигателя. Хорошо известно, что при температурах кипения морской воды более 38–42 °С происходит интенсивное накипеобразование. Благодаря поддержанию пониженного давления, удастся обеспечить условия, при которых указанная температура соответствует температуре насыщения воды, что значительно снижает скорость накипеобразования в опреснительной установке.

Максимально возможную производительность опреснительной установки $G_{\max}$, кг/ч, можно оценить по следующей зависимости:

$$G_{\max} = \frac{3600 q g_e N_e Q_n^p}{q_n}, \quad (5)$$

где q — доля теплоты, отводимой водой СО; g_e — удельный расход топлива, кг/(кВт·ч); N_e — эффективная мощность двигателя, кВт; Q_n^p — низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; q_n — количество теплоты, необходимой для получения 1 кг дистиллята в одноступенчатой установке, Дж/кг.

Значение q_n , Дж/кг, может быть определено следующим образом:

$$q_n = \left[r + m C_p (t''_{3В} - t'_{3В}) \right] \frac{1}{b};$$

$$q_n = \left[r + m C_p (t''_{3ВУ} - t'_{3ВУ}) \right] \frac{1}{b}, \quad (6)$$

где r — удельная теплота парообразования Дж/кг; m — коэффициент продувки ($m = 2,5-3,5$), равный отношению количества питательной заборной воды к производительности опреснителя; C_p — удельная теплоемкость заборной воды, Дж/(кг/К); $t'_{3ВУ}$ и $t''_{3ВУ}$ — температуры заборной воды, соответственно, на входе и выходе утилизационной установки, °С; b — коэффициент учета тепловых потерь в окружающую среду (примерно равен 0,98).

Адиабатные водоопреснительные установки подразделяются на проточные и циркуляционные. В *проточных установках* неиспарившаяся в камере заборная вода удаляется рассольным насосом за борт. В *циркуляционных установках* неиспарившаяся морская вода циркуляционным насосом вновь подается в подогреватель. Это приводит к тому, что значение коэффициента продувки m в зависимости (6) оказывается для проточных установок больше по сравнению с циркуляционными. Соответственно удельный расход теплоты в проточных установках оказывается относительно большим, так как часто до 98–99 % нагретой воды удаляется за борт. В циркуляционных установках удельный расход теплоты в 2–4 раза меньше по сравнению с проточными. Соответственно для обеспечения требуемой производительности опреснительной установки в последнем случае требуется принимать меньше заборной воды. С учетом поставленной задачи поиска путей максимально возможного снижения приема заборной воды установки данного типа являются более предпочтительными.

Использование теплоты, отводимой СО с целью ее утилизации в опреснительной установке, имеет свои особенности. С одной стороны, это приводит к снижению теплоотвода системой охлаждения заборной водой, а следовательно, к снижению потребления этой воды ΔW , а с другой стороны, опреснительная установка сама потребляет заборную воду $W_{3ВУ}$, что в аспекте рассматриваемой проблемы максимально возможного снижения потребления заборной воды является отрицательным фактором. Следует исследовать вопрос соотношения ΔW и $W_{3ВУ}$, поскольку при $\Delta W \leq W_{3ВУ}$ с экологической позиции не достигается требуемый результат. На рис. 1 показана схема СО с принятыми обозначениями в случае использования утилизационной водоопреснительной установки.

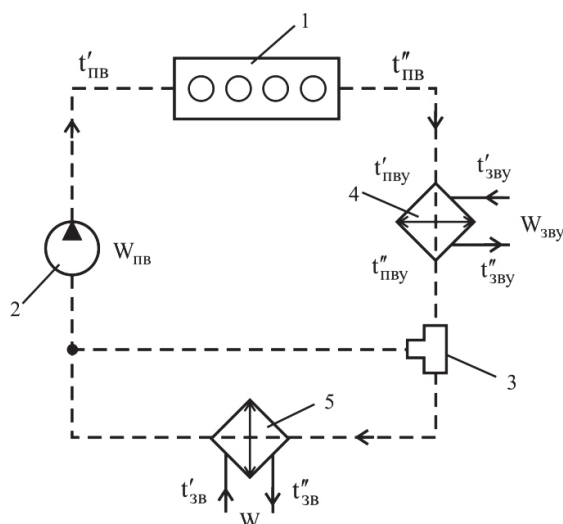


Рис. 1. Утилизационная водоопреснительная установка в составе системы охлаждения:

- 1 — охлаждаемый двигатель; 2 — насос; 3 — терморегулятор;
4 — утилизационный водоопреснитель;
5 — теплообменник отвода теплоты в заборную воду

Из контура охлаждения пресной воды тепловой поток Q_y , Вт, забирается с целью утилизации:

$$Q_y = W_{\text{ПВ}} \rho C_p (t''_{\text{ПВУ}} - t'_{\text{ПВУ}}), \quad (7)$$

где $t''_{\text{ПВУ}} - t'_{\text{ПВУ}}$ — температура пресной воды системы охлаждения, соответственно, на выходе и входе в утилизационную опреснительную установку, °С.

Величина утилизированного теплового потока Q_y , Вт, может быть записана в следующем виде:

$$Q_y = \Delta W \rho C_p. \quad (8)$$

Эта же теплота расходуется в утилизационной опреснительной установке Q_y , Вт, на подогрев жидкости до температуры насыщения и парообразование:

$$Q_y = \left[r + m C_p (t''_{\text{ЗВУ}} - t'_{\text{ЗВУ}}) \right] \frac{W_{\text{оп.в}} \rho}{b}, \quad (9)$$

где $W_{\text{оп.в}}$ — количество вырабатываемой утилизационной установкой пресной воды, м³/с.

Приравняв правые части выражений (4) и (6), получим

$$\Delta W C_p = \left[r + m C_p \right] \frac{W_{\text{оп.в}}}{b}. \quad (10)$$

Принимая во внимание, что

$$W_{\text{оп.в}} = \frac{W_{\text{ЗВУ}}}{m}, \quad (11)$$

получим

$$\Delta W = \frac{1}{b} \left[r \frac{W_{\text{ЗВУ}}}{m} + W_{\text{ЗВУ}} C_p \right] \quad (12)$$

и окончательно учитывая, что $t'_{\text{ЗВУ}} = t'_{\text{ЗВ}}$, получим

$$\frac{\Delta W}{W_{\text{ЗВУ}}} = \frac{\left(\frac{r}{m} + C_p \right)}{b C_p}. \quad (13)$$

Результаты (Results)

Полученная зависимость позволяет оценить соотношение изменения ΔW относительно $W_{\text{ЗВУ}}$. Если принять температуру кипения заборной воды в опреснительной установке $t''_{\text{ЗВУ}} = 40$ °С, то в установке должно поддерживаться давление $0,07 \cdot 10^5$ Па, а величина $r = 2407 \cdot 10^3$ Дж/кг. Теплоемкость воды C_p известна.

Для определения значения $(t''_{\text{ЗВ}} - t'_{\text{ЗВ}})(t''_{\text{ЗВУ}} - t'_{\text{ЗВУ}})$ воспользуемся данными относительно этой величины, приведенными в табл. 2. Значения $(t''_{\text{ЗВ}} - t'_{\text{ЗВ}})$ колеблются в пределах 2–19°. Для дальнейших оценочных расчетов примем эту величину равной 10°.

На рис. 2 показана зависимость отношения $\frac{\Delta W}{W_{\text{ЗВУ}}}$ от температуры заборной воды $t'_{\text{ЗВ}}$.

Наглядно видно, что достигаемое снижение потребления заборной воды ΔW в 16–33 раза больше потребления морской воды с целью ее опреснения в утилизационной установке. Это связано с тем, что затраты теплоты на обеспечение фазового перехода, связанного с кипением заборной охлаждаемой воды, существенно больше затрат теплоты на доведение воды до температуры насыщения.

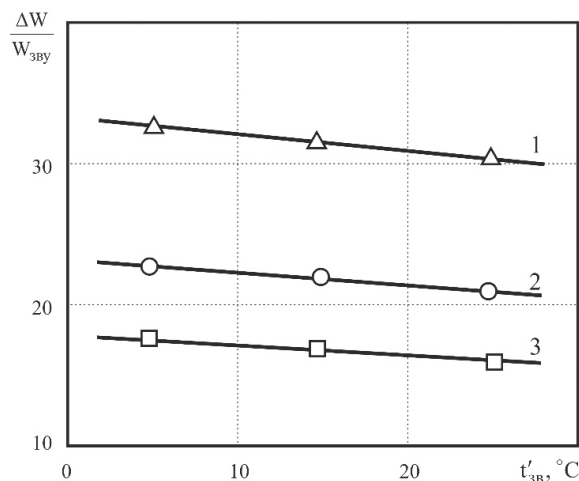


Рис. 2. Зависимость $\frac{\Delta W}{W_{звy}}$ от температуры заборной воды $t'_{зв}$:

1 — $m = 2$; 2 — $m = 3$, 3 — $m = 4$

На рис. 3 показана зависимость отношения $\frac{\Delta W}{W_{звy}}$ от коэффициента продувки m , увеличение которого приводит к снижению данного отношения.

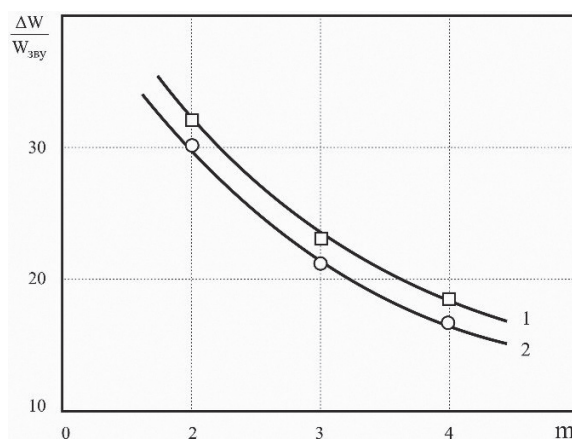


Рис. 3. Зависимость от коэффициента продувки m :

1 — $t'_{зв} = 5^\circ\text{C}$; 2 — 25°C

Обсуждение (Discussion)

Поскольку снижение потребления системой охлаждения заборной воды $\frac{\Delta W}{W_{звy}}$ существенно превышает дополнительное потребление заборной воды опреснительной установкой $W_{звy}$, это свидетельствует о целесообразности с экологической позиции данного способа снижения приема заборной охлаждающей воды.

Вода системы охлаждения обладает сравнительно невысоким температурным потенциалом, что ограничивает возможности использования ее теплоты. Кроме того, опреснительная установка обычно не работает постоянно, а лишь предназначена для восполнения имеющихся запасов пресной воды. Поэтому утилизация теплоты с ее помощью имеет в основном периодический характер. Однако в настоящее время существуют технические решения, позволяющие обеспечить повышение температурного уровня, например, за счет использования тепловых насосов, что с достаточной степенью подробности рассмотрено в работах [2], [8], [9]. В частности, в работе [9] подробно рассмотрен вопрос дополнительных возможностей утилизации теплоты системы охлаждения. Отмечается, что для систем охлажде-

ния и смазки, температуры в которых редко превышают 80–90 °С, могут быть использованы тепловые насосы. Обосновывается, что при этом могут быть достигнуты температуры до 130 °С и выше. В этой связи существенно расширяется спектр возможного использования данной теплоты. В частности, показано, что за счет применения теплового насоса с использованием в качестве теплоносителя органического вещества R113 можно заменить автономный котел системы подогрева груза с требуемой температурой подогрева 160 °С. При этом обеспечивается относительная экономия топлива 24 %. Показано, что за счет утилизации теплоты системы охлаждения при использовании низкокипящих органических теплоносителей при реализации цикла Ренкина возможна генерация электроэнергии в объеме до 3–5 % от мощности двигателя. Фактически, речь идет о получении энергии качественно более высокого уровня. Однако в данном случае необходим отвод теплоты, что с термодинамической точки зрения наиболее целесообразно выполнить в забортную воду. Это означает, что требуемое дополнительное потребление забортной воды является отрицательным фактором в аспекте решения экологической проблемы посредством максимально возможного снижения такого потребления. По данным [7], в испарителе теплонасосной установки, за счет энергоемкого процесса фазового перехода (испарения хладагента), можно снизить температуру горячей пресной воды на 6–10 °С.

Анализ представленных в [9] результатов позволяет сделать вывод о том, что утилизация отводимой системой охлаждения теплоты посредством использования тепловых насосов позволяет снизить теплоотвод примерно на 5–10 %. С учетом зависимости (4) будет достигнуто также соответствующее снижение приема забортной охлаждающей воды. Следует отметить, что возможны различные схемы реализации некоторых из представленных в работе [8] методов.

Заключение (Conclusion)

Утилизация теплоты, отводимой системой охлаждения, является эффективным средством не только повышения эффективности энергетической установки, но и ее экологической безопасности. Использование утилизационных водоопреснительных установок в условиях имеющихся температурных уровней охлаждающей воды системы обоснованно и позволяет существенно снизить прием забортной воды по сравнению с дополнительным приемом этой воды для целей водоопреснения. Показано, что имеются дальнейшие возможности увеличения доли утилизируемой теплоты посредством использования тепловых насосов, обеспечивающих повышение температурного уровня теплоносителя. Совершенно очевидно, что при этом происходит усложнение системы, увеличение ее стоимости, массы и габаритов. Поэтому выбор тех или иных подходов в направлении максимальной утилизации теплоты должен базироваться на соответствующем технико-экономическом обосновании. При этом обязательным является учет экологического фактора, связанного с описанным в данном исследовании негативным воздействием на рыбные ресурсы приема забортной охлаждающей воды. Реализация данного условия может быть достигнута за счет применения интегрального показателя эффективности, учитывающего наряду с техническими и экологический показатель [10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуков В. А. Перспективы совершенствования систем охлаждения судовых дизелей / В. А. Жуков // Вестник государственного университета морского и речного флота им. Адмирала С. О. Макарова. — 2015. — № 4 (32). — С. 131–137.
2. Федоровский К. Ю. Замкнутые системы охлаждения судовых энергетических установок / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская — М.: ИНФРА-М, 2017. — 163 с.
3. Федоровская Н. К. Отрицательное антропогенное воздействие систем охлаждения энергоустановок и пути его преодоления / Н.К. Федоровская // Научные проблемы водного транспорта. — 2020. — № 63 (63). — С. 193–201. DOI: 10.37890/jwt.vi63.89.
4. Ващинников А. Е. Новые направления в разработке сетчатых рыбозащитных устройств / А. Е. Ващинников [и др.] // Материалы докладов 4-й Всероссийской конференции с международным участием. — Борок: Акварос, 2010. — С. 9–13.
5. 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.

6. Смирнов М. Н. Утилизация теплоты от судовой энергетической установки на примере двигателя внутреннего сгорания / М. Н. Смирнов // Молодой ученый. — 2017. — № 4. — С. 38–41.

7. Давыдов В. Г. Судовые опреснительные установки / В. Г. Давыдов [и др.] — СПб. : Изд. центр Мор. техн. ун-та, 1996. — 107 с.

8. Андреев А. А. Утилизация вторичных тепловых ресурсов судовых ДВС / А. А. Андреев // Двигатели внутреннего сгорания. — 2006. — № 2. — С. 149–154.

9. 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.

10. Федоровская Н. К. Учет экологического фактора при оценке эффективности систем охлаждения судовых энергетических установок / Н. К. Федоровская, К. Ю. Федоровский, В. В. Ениватов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. — 2020. — № 4 (342). — С. 157–160.

REFERENCES

1. Zhukov, V. A. “Prospects for improving the cooling systems of ship diesel engines.” *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 4(32) (2015): 131–137.

2. Fedorovskii, K. Yu., and N. K. Fedorovskaya. *Zamknutyie sistemy okhlazhdeniya sudovykh energeticheskikh ustanovok*. M.: INFRA-M, 2017.

3. Fedorovskaya, Nadezhda K. “Negative anthropogenic influence of cooling systems of power plants and ways of its overcoming.” *Russian Journal of Water Transport* 63(63) (2020): 193–201. DOI: 10.37890/jwt.vi63.89.

4. Vashchinnikov, A. E., A. A. Vasil'ev, K. V. Ilyushin, and V. D. Shul'gin. “Novye napravleniya v razrabotke setchatykh rybozashchitnykh ustroystv.” *Materialy dokladov 4-i Vseros. konf. s mezhdunarodnym uchastiem*. Borok: Akvaros, 2010. 9–13.

5. 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 admirala S. O. Makarova* 5(39) (2016): 144–150. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-5-144-150.

6. Smirnov, M. N. “Utilizatsiya teploty ot sudovoi energeticheskoi ustanovki (SEU) na primere dvigatelya vnutrennego sgoraniya (DVS).” *Molodoi uchenyi* 4 (2017): 38–41.

7. Davydov, V. G., V. F. Didenko, and V. A. Chistyakov. *Sudovye opresnitel'nye ustanovki*. SPb.: Izd. tsentr Mor. tekhn. un-ta, 1996.

8. Andreev, A. A. “Utilizatsiya vtorichnykh teplovykh resursov sudovykh DVS.” *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* 2 (2006): 149–154.

9. 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 admirala S. O. Makarova* 9.3 (2017): 570–580. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-570-580

10. Fedorovskaya, N. K., K. Yu. Fedorovskiy, and V. V. Enivatov. “Taking into account the ecological factor in assessing the efficiency of cooling systems for ship power plants.” *Fundamental and applied problems of engineering and technology* 4(342) (2020): 157–160.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Федоровская Надежда Константиновна — преподаватель, аспирант
Научный руководитель:
Федоровский Константин Юрьевич — д-р техн. наук, проф.
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
299053, Российская Федерация, Севастополь,
ул. Университетская, 33
e-mail: n.fedorovskaya14@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Fedorovskaya, Nadezhda K. — Lecturer, postgraduate
Supervisor:
Fedorovsky, Konstantin Yu.
Dr. of Technical Sciences, professor
Sevastopol State University
33 Universitetskaya Str., Sevastopol, 299053,
Russian Federation
e-mail: n.fedorovskaya14@mail.ru

Статья поступила в редакцию 7 сентября 2020 г.
Received: September 7, 2020.