

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУР ДВУХКОНТУРНОЙ ЗАМКНУТОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

К.Ю. Федоровский

Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, Россия

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5345-6851>

Н.К. Федоровская

Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, Россия

Аннотация. Рассматриваются вопросы создания экологически безопасных высоконадежных замкнутых систем охлаждения. Достижение указанных качеств обеспечивается отказом от приёма заборной охлаждающей воды. Проведен анализ различных теплоносителей энергоустановки, требующих охлаждения. Показано, что для охлаждения ряда теплоносителей целесообразно создание двухконтурных систем охлаждения. Это требует введения дополнительного теплообменника и разделения температурного напора между охлаждаемым теплоносителем и забортной водой. Предложен подход, позволяющий оптимальным образом распределить этот температурный напор между контурами. Данная процедура предусматривает сопоставление различных теплообменников на основе их приведенной площади. Представлена номограмма для определения оптимального значения температурного напора.

Ключевые слова: система охлаждения, судовая энергетическая установка, температурный напор, теплообменный аппарат, коэффициент теплопередачи

Введение

В настоящее время в судостроении наиболее широкое распространение получили разомкнутые системы охлаждения энергетических установок. В таких системах заборная вода используется в качестве охлаждающего теплоносителя.

Следует отметить, что все в большей степени проявляется интерес к созданию замкнутых систем охлаждения, в которых исключается приём заборной охлаждающей воды. В [1] указывается на все возрастающий интерес к созданию замкнутых систем охлаждения.

В [2] приводятся примеры использования данных систем на судах зарубежной постройки. Среди них – военные корабли, рыболовецкие суда, паромы, буксиры, яхты и т.д. Отвод теплоты от циркулирующей в системе пресной воды в окружающую акваторию осуществляется посредством размещенных снаружи герметичного корпуса судна специальных устройств теплоотвода [3–6], например, бокскулеров, или же непосредственно через судовую обшивку [7–9], с помощью судовых обшивочных теплообменных аппаратов (ОТОА). Последний представляет собой размещенную с внутренней стороны судовой обшивки систему лабиринтных каналов, в которых движется пресная охлаждаемая вода (Рис. 1).

Это обеспечивает достижение ряда технических и экологических преимуществ. Отказ от приема заборной морской воды позволяет, с одной стороны, отказаться от изготовления элементов системы охлаждения из коррозионно-стойких материалов. С другой стороны, система обеспечивает более надежное функционирование энергетической установки, особенно в условиях нахождения судна в сильно загрязнённой акватории. При этом возможно прекращение поступления заборной охлаждающей воды вследствие засорения системы. Кроме этого, приём заборной воды в таких условиях приводит к усиленному коррозионно-эрозионному разрушению элементов системы контура заборной воды.

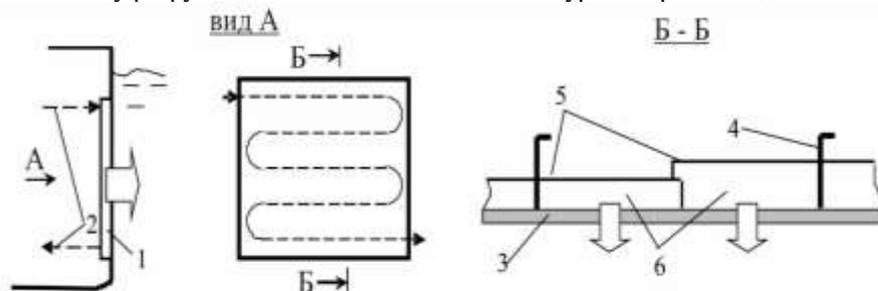


Рис. 1. Схема обшивочного теплообменника: 1 – ОТОА; 2 – подвод и отвод охлаждаемой воды; 3 – корпус судна; 4 – набор корпуса судна; 5 – внутренние листы; 6 – канал охлаждаемой воды

В работе [1] указывается, что важным преимуществом замкнутых систем охлаждения является тот факт, что удастся снизить на 3...5 % энергозатраты судна. Данный вопрос чрезвычайно важен в аспекте реализации

требований по энергоэффективности судов, обозначенных в главе 4 приложения VI Международной конвенции МАРПОЛ 73/78 [10]. В соответствии с указанным документом, для различных типов судов вводятся ограничения по допустимому удельному выбросу углекислого газа, что однозначно связано с энергетическими затратами судна.

Переход на замкнутые системы охлаждения чрезвычайно важен и с позиции воздействия системы охлаждения на рыбные ресурсы морей и континентальных водоемов, в которых основой формируемых пищевых цепочек является планктон. Его размер измеряется от нескольких микрон до нескольких миллиметров. Планктон интенсивно всасывается системой охлаждения и, пройдя через насосы, арматуру, теплообменники и т.д., практически полностью погибает. Имеющиеся фильтры на всасывание не могут предотвратить попадание планктона в систему, поскольку проходные отверстия обычно имеют диаметр около 2...4,5 мм. В [11] и [12] указывается, что при размерах проходных отверстий сетчатого фильтра менее 1 мм они интенсивно засоряются, в том числе планктоном, что ставит под угрозу нормальную работу системы охлаждения.

Характерным примером влияния количества планктона в море на рыбные ресурсы являются следующее. В конце девяностых годов в Чёрное и Азовское моря был завезен гребневик мнемниопсис, напоминающий медузу, который обычно обитает у побережья Северной Америки. Данный организм обладает способностью размножаться с особой интенсивностью. При благоприятных условиях за сутки его суммарная масса может увеличиться на 30... 50%. При этом он питается планктоном, икринками и мельчайшими личинками рыб. В результате рыбная продуктивность указанных морей существенно снизилась. Так количество выловленной ставриды сократился в 30...40 раз, а тюльки – в 400 раз [13].

При создании плавучей морской буровой установки проекта 10170 с суммарной мощностью энергетической установки 5000 кВт была выполнена оценка воздействия на рыбные ресурсы. Потребляемое количество забортной охлаждающей воды может достигать 400–800 м³/час. Расчёты, проведенные сотрудниками ЦКБ «Коралл» и Института морских биологических исследований имени А.О. Ковалевского РАН, показали, что только за три летних месяца уничтожается примерно 200 тонн рыбы промысловых видов.

В рамках рассматриваемого вопроса целесообразно обратиться к опыту создания и эксплуатации тепловых электростанций, часто располагаемых на берегу морей и континентальных водоемов и использующих их воду для охлаждения энергетических установок. При этом построение системы охлаждения подобно принятому в судостроении. Так, по данным [14] в районе Калининской тепловой электростанции примерно три раза уменьшилось количество рыбы.

Таким образом, совершенно очевидна целесообразность перехода в максимально возможной степени на замкнутые системы охлаждения судовых энергетических установок.

Методы

При выполнении работы были использованы теоретические методы, включая анализ и систематизацию существующих требований и тенденций относительно систем охлаждения судовых энергетических установок. Опираясь на это, а также на известные результаты экспериментальных исследований, с использованием математических методов получены необходимые расчетные зависимости.

Результаты

Судовая энергетическая установка включает в себя различное оборудование, требующее охлаждения. В первую очередь, это – дизель, с необходимостью отвода теплоты зарубашечного пространства, маслоохладителя, охладителя наддувочного воздуха, а также электрический генератор, установка кондиционирования воздуха и т.д. (Табл. 1).

Таблица 1

Примерные характеристики требующего охлаждаемого оборудования

| оборудование | Охлаждаемая среда | | | Охлаждающая среда | | |
|---------------------------------|---------------------------|--|------------------------------|-------------------|---|---------------------------|
| | теплоноситель | температура выхода из оборудования, °С | охлаждение теплоносителя, °С | Теплоноситель | максимальная температура. входа в охладитель оборудования, °С | подогрев теплоносителя °С |
| Зарубашечное пространство | металлические поверхности | | | вода | 50...80 | 6...10 |
| Маслоохладитель | масло | 55...70 | 5...15 | вода | 32...85 | 5...7 |
| Охладитель наддувочного воздуха | воздух | на 70...80° выше температуры входа | 60...70 | вода | 32...55 | 3...10 |

| | | | | | | |
|---|------------------------------|----------------------|---------|------|----|-------|
| | | охлаждающе й воды | | | | |
| Охлаждение эл. генератора | воздух | – | – | вода | 32 | 1...2 |
| Установка кондиционирован ия воздуха | фреон | 60...100 | 30...40 | вода | 32 | 2...5 |
| Холодильная машина | фреон | 60...100 | 30...60 | вода | 32 | 4...5 |
| Охлаждение компрессоров сжатого воздуха | металлические поверхности | | | вода | 32 | 4...5 |

Температурный напор Δt в ОТОА равен

$$\Delta t = \bar{t}_1 - t_3,$$

где \bar{t}_1 – средняя температура охлаждаемого теплоносителя;
 t_3 – температура забортной воды.

С точки зрения сохранения максимального температурного напора Δt в ОТОА, что обеспечивает снижение его массогабаритных показателей, следовало бы масло и воздух подавать непосредственно канала ОТОА. Однако с практической точки зрения этого обычно не делают, поскольку увеличивается протяженность и габариты трубопроводов, воздухопроводов и т.д. Масло и воздух, как правило, охлаждаются водой, циркулирующей в системе. Это означает, что должны быть введены дополнительные промежуточные теплообменные аппараты (ПТ) маслоохладителя и воздухоохладителя. Таким образом, речь идёт о двухконтурной замкнутой системе охлаждения (Рис. 2).

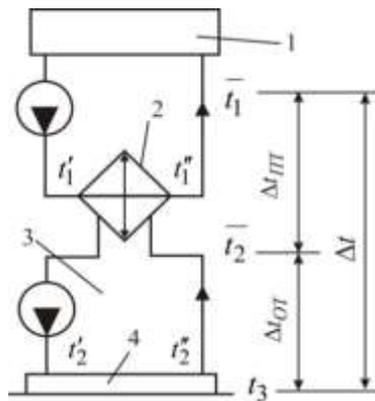


Рис. 2. Схема системы охлаждения: 1 – охлаждаемый двигатель;
2 – промежуточный теплообменник; 3 – промежуточный контур; 4 – ОТОА

На первых этапах проектирования систем обычно отсутствует детальная информация по ЭУ. При этом возникает проблема выбора оптимальной температуры теплоносителя промежуточного контура системы. Необходимо разработать подход, позволяющий решить данную проблему при минимальном количестве исходных данных.

При заданном Δt повышение \bar{t}_2 приводит к увеличению теплопередающей поверхности $F_{ПТ}$ промежуточного теплообменника и уменьшению теплопередающей поверхности $F_{ОТ}$ ОТОА.

Площадь теплопередающей поверхности промежуточного теплообменника:

$$F_{ПТ} = Q / (K_{ПТ} \Delta t_{ПТ}). \quad (1)$$

Для обшивочного теплообменника соответствующая площадь:

$$F_{ОТ} = Q / (K_{ОТ} \Delta t_{ОТ}), \quad (2)$$

где $\Delta t_{ПТ} = \bar{t}_1 - \bar{t}_2$; $\Delta t_{ОТ} = \bar{t}_2 - t_3$.

Сопоставляя между собой стоимость насосов и теплообменников системы охлаждения, можно говорить, что стоимость последних значительно больше. В то же время теплообменники в зависимости от конструкции и назначения также отличаются между собой. Воспользуемся для них удельными показателями ϵ^c и ϵ^M , отражающими соответственно стоимость и массу единицы теплопередающей поверхности

$$\varepsilon^c = \frac{C}{F},$$

$$\varepsilon^m = \frac{M}{F}$$

Необходимо привести показатели различных типов теплообменников к одному типу. В нашем случае сделаем это относительно обшивочного теплообменника. Тогда в отношении стоимостного аспекта имеем

$$\psi_c = \frac{\varepsilon_{\text{ПТ}}^c}{\varepsilon_{\text{ОТ}}^c},$$

где: $\varepsilon_{\text{ПТ}}^c$ и $\varepsilon_{\text{ОТ}}^c$ соответственно показатели ε^c и ε^m промежуточного и обшивочного теплообменника.

Аналогично в отношении массы

$$\psi_m = \frac{\varepsilon_{\text{ПТ}}^m}{\varepsilon_{\text{ОТ}}^m}.$$

Численные значения величин ε^c и ε^m могут быть определены на основании соответствующей технической документации и прайсов.

В качестве примера в таблице 2 для различных типов теплообменников показаны массовый показатель ε^m и ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи. Значения ε^c могут меняться по известным причинам.

Таблица 2

Характеристики теплообменных аппаратов различных типов

| Тип теплообменника | ε^m , кг/м ² | K , Вт/(м ² К) |
|---------------------------|-------------------------------------|---|
| Водоводяной типа ВХД | 15...20 | 580...760 |
| Воздухоохладитель типа ВО | 5...8 | 70...314 |
| Маслоохладитель типа МО | 15...20 | 170...230 |
| ОТОА | | Существенно отличаются при стоянке и движении. Определяется расчетным путем |
| – с лабиринтным каналом | 50 | |
| – с сопловым подводом | 12...16 | |

Коэффициент теплопередачи для ОТОА изменяется в широких пределах в зависимости ряда факторов: стоит или движется судно, какой температурный напор достигается в аппарате, какая ориентация поверхности аппарата и т.д. Существуют хорошо апробированные методики, которые позволяют рассчитать K с учётом указанных факторов.

С использованием введенной ранее величины ψ можем определить суммарную приведенную площадь теплообменников

$$\sum F_{\text{ПТ}} = \psi F_{\text{ПТ}} + F_{\text{ОТ}},$$

где $\psi = \psi^c$ или ψ^m .

Воспользовавшись зависимостями (1) и (2) запишем:

$$\sum F_{\text{ПТ}} = \psi \frac{Q}{K_{\text{ПТ}}(\Delta t - \Delta t_{\text{ОТ}})} + \frac{Q}{K_{\text{ОТ}} \Delta t_{\text{ОТ}}}. \quad (3)$$

Известно, что в случае, если теплопередача осуществляется при вынужденной конвекции теплоносителей, значение коэффициента теплопередачи K практически не зависит от Δt . Условие достижения минимального $\sum F_{\text{ПТ}}$

$$\frac{d}{d\Delta t_{\text{ОТ}}} (\sum F_{\text{ПТ}}) = 0. \quad (4)$$

После некоторых преобразований имеем:

$$(\psi K_{\text{ОТ}} - K_{\text{ПТ}}) \Delta t_{\text{ОТ}}^2 + 2K_{\text{ПТ}} \Delta t \cdot \Delta t_{\text{ОТ}} - K_{\text{ПТ}} \Delta t^2 = 0.$$

Таким образом, имеем квадратное уравнение, решение которого легко находится. В случае нахождения судна в неподвижной воде (стоянка судна) теплоотдача ОТОА в забортную воду осуществляется при свободной конвекции. При этом коэффициент теплоотдачи забортной воде, а соответственно и K_{OT} , зависят от имеющегося Δt_{OT} . Может быть показано, что

$$K_{OT} = k\Delta t_{OT}^{0,3}.$$

Тогда зависимость (3) будет иметь вид

$$\sum F_{IP} = \psi \frac{Q}{K_{IP}(\Delta t - t_{OT})} + \frac{Q}{k\Delta t_{OT}^{1,3}}.$$

С учетом условия минимальности (4) значения $\sum F_{IP}$ получаем

$$\psi \frac{Q}{K_{IP}(\Delta t - \Delta t_{OT})^2} - 1,3 \frac{Q}{k\Delta t_{OT}^{1,3}} = 0.$$

Выполнив необходимые преобразования находим:

$$\Delta t_{OT}^{2,3} = A(\Delta t - \Delta t_{OT})^2, \quad (5)$$

$$\text{где } A = 1,3 \frac{K_{IP}}{\psi \cdot k}.$$

В результате определение оптимального Δt_{OT} может быть выполнено либо графическим методом, либо методом последовательных приближений.

Для области значений величин $A = 0,5 \dots 16,0$ и $\Delta t \leq 120$ °C выполнены необходимые расчеты, в результате чего имеется возможность использовать номограмму (рис. 3) для нахождения оптимального Δt_{OT} .

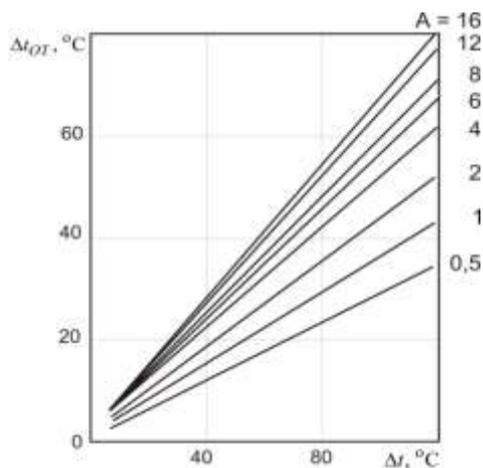


Рис. 3. Номограмма для определения оптимального температурного напора Δt_{OT} в обшивочном теплообменнике

Обсуждение

В качестве примера, иллюстрирующего реализацию представленного подхода, на рисунке 5 показаны графики изменения суммарной приведенной площади теплообменников системы в зависимости от Δt_{OT} . Минимальное значение $\sum F_{IP}$ совпадает с расчетным значением, получаемым по зависимости (5).

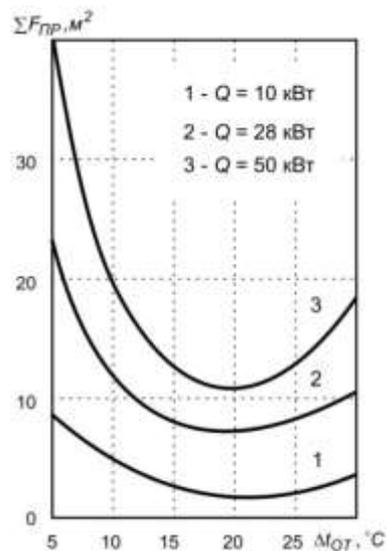


Рис. 4. Зависимость $\Sigma F_{ПР}$ от $\Delta t_{от}$ ($\Delta t = 35^\circ\text{C}$, $K_{ПТ} = 200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, расчетное оптимальное $\Delta t_{от} = 21^\circ\text{C}$)

Для различных типов судов приоритеты различны. Например, для скоростных судов с динамическими принципами поддержания (суда на подводных крыльях, на воздушной подушке и др.) приоритет дается массовому показателю ψ^M , а для тихоходных водоизмещающих (танкеры, балкеры и др.) – ψ^c .

Совершенно очевидно, что в ходе проектирования замкнутой системы охлаждения параметры и условия работы используемого оборудования уточняются. Следует отметить, что предложенный подход может быть успешно использован не только на начальных этапах проектирования, но и на последующих, уже с учетом выполненных уточнений.

Заключение

Таким образом, получены зависимости, позволяющие для замкнутых двухконтурных систем охлаждения оптимальным образом определить температуру теплоносителя, циркулирующего в ОТОА, с учетом задаваемых приоритетов стоимости или массы оборудования.

Список литературы:

1. Шурпак В.К. Учет особенностей систем охлаждения при оценке энергетической эффективности судов/ В.К. Шурпак // Научно-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. – 2014. – Вып. 37. – С. 51–55.
2. Walter H., Keel Coolers, [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.waltergear.com/ke.htm> (дата обращения: 11.11.2018).
3. Specifying a Trawler. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://bluewater-trawlers.blogspot.com/2008/11/hull-construction.html> (дата обращения: 12.11.2018).
4. Specialty Gridcooler Keel Coolers. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.fernstrum.com/products/gridcooler-keel-cooler/specialty-coolers> (дата обращения: 13.11.2018).
5. Duramax DuraCooler Patented Streamlined Header Design. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.duramaxmarine.com/heat-duracooler.htm> (дата обращения: 10.11.2018).
6. Drydocking Services. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.diversifiedmarineinc.com/Drydock.htm> (дата обращения: 17.11.2018)
7. Федоровский К.Ю. Замкнутая система охлаждения плавкрана грузоподъемностью 500 т / К.Ю. Федоровский, Н.М. Туриченко // Судостроение. – 1987. – № 12. – С. 15–17.
8. Walter H., W. Witt. «Fortschritte der ragger-und Schiffbautechnik beim Hopperbagger «Ludwig Franzius» der Wasser-und Schifffahrtsverwaltung», Schiff und Hafen. – 1965. – №17. – Pp. 595–610.
9. Bobotek J. «Wymianaciepla w chlodnicachposzyciowych», BudownictwoOkretowe. – 1976. – Kwiecjen. – Pp. 122–124.
10. The International Convention for the Prevention of Pollution of Ships (MARPOL73/78). [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://marineandmaritimetechnology.blogspot.com/2017/11/summary-of-marpol-international.html> (дата обращения: 08.11.2018).
11. Гарбаненко О.К. оснащение водозаборов морских нефтегазодобывающих платформ рыбозащитными устройствами [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://helion-ltd.ru/s-m-part-2/3713-2009-10-14-18-33-05/>. (дата обращения: 11.08.2016).
12. Вацинников А.Е. Новые направления в разработке сетчатых рыбозащитных устройств / А.Е. Вацинников, А.А. Васильев, К.В. Илюшин, В.Д. Шульгин // Материалы докладов 4-й Всерос. конф. с международным участием. – Борок: Акварос, 2010. – С. 9–13.
13. Краткая историческая экология: регуляция численности популяций в биоценозах [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://helpiks.org/6-1866.html>. (дата обращения: 17.01.2018)

14. Предварительные материалы по оценке воздействия на окружающую среду эксплуатации энергоблока 2 и 3 Калининской АЭС на мощности реакторной установки 104% от номинальной / ООО «Гидротехпроект». – Тверь, 2013. – 333 с.

TEMPERATURES OPTIMIZATION OF TWO-CIRCUIT CLOSED COOLING SYSTEM OF SHIP'S POWER PLANT

Konstantin Yu. Fedorovskiy

Sevastopol State University, Sevastopol, Russia

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5345-6851>

Nadezhda K. Fedorovskaya

Sevastopol State University, Sevastopol, Russia

Annotation. The issues of creating environmentally friendly highly reliable closed-loop cooling systems are considered in the paper. The achievement of these qualities is ensured by the rejection of cooling water intake. The analysis of various coolants of the power installation requiring cooling is carried out. It is shown that for the cooling of a number of coolants it is advisable to create double-circuit cooling systems. This requires the introduction of an additional heat exchanger and the separation of the temperature head between the cooled coolant and seawater. The authors suggest an approach that makes it possible to distribute this temperature head between the circuits optimally. This procedure involves comparing various heat exchangers based on their reduced area. A nomogram is presented to determine the optimal value of the temperature head.

Keywords: cooling system, marine power plant, temperature head, heat exchanger, heat transfer coefficient

References:

1. Shurpyak V.K., «Consideration of the features of cooling systems in assessing the energy efficiency of ships», *Scientific and Technical, Sat Russian Maritime Register of Shipping*. – 2014. – Issue. 37. – Pp. 51–55.
2. Walter H., Keel Coolers, Web. 11 Nov. 2018 <<http://www.waltergear.com/kc.htm>>
3. Specifying a Trawler. Web. 12 Nov. 2018 <<http://bluewater-trawlers.blogspot.com/2008/11/hull-construction.html>>
4. Specialty Gridcooler Keel Coolers. Web. 13 Nov. 2018 <<http://www.fernstrum.com/products/gridcooler-keel-cooler/specialty-coolers>>.
5. Duramax DuraCooler Patented Streamlined Header Design. Web. 10 Nov. 2018 <<http://www.duramaxmarine.com/heat-duracooler.htm>>.
6. Drydocking Services. Web. 17 Nov. 2018 <<http://www.diversifiedmarineinc.com/Drydock.htm>>.
7. Fedorovsky K.Yu., Turichenko N.M., Closed floating cooling system with a lifting capacity of 500 t, *Shipbuilding*. – 1987. – No. 12. – S. 15-17.
8. Walter H., Witt W., *Forschritte der Ragger- und Schiffbautechnik beim Hopperbagger «Ludwig Franzius» der Wasser- und Schifffahrtsverwaltung, Schiff und Hafen*. – 1965. – No. 17. – Pp. 595-610.
9. Bobotek J. «Wymianaciepla w chlodnicach poszyziowych», *J. Bobotek, Budownictwo Okretowe*. – 1976. – Kwiecjen. – Pp. 122–124.
10. The International Convention for the Prevention of Pollution of Ships (MARPOL73/78). Web. 8 Nov. 2018 <<http://marineandmaritimetechnology.blogspot.com/2017/11/summary-of-marpol-international.html>>.
11. Garbanenko O.K. «Equipping water intakes of offshore oil and gas platforms with fish protection devices», Web. 11 Nov. 2018 <<http://helion-ltd.ru/s-m-part-2/3713-2009-10-14-18-33-05/>>.
12. Vashchinnikov A.E. Vasiliev A.A., Ilyushin K.V., Shulgin V.D. «New directions in the development of mesh fish protection devices», *Materials of reports of the 4th All-Russian. conf. with international participation*. – Borok: Watercolor, 2010. – Pp. 9–13.
13. Brief historical ecology: Regulation of the number of populations in biocenoses. Web. 11 Nov. 2018 <<http://helpiks.org/6-1866.html>>.
14. Preliminary materials on the environmental impact assessment of the operation of power units 2 and 3 of the Kalinin NPP at a reactor plant capacity of 104% of the nominal, *Gidrotehproekt LLC – Tver*, 2013. – 333 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Константин Юрьевич Федоровский, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Энергоустановки морских судов и сооружений», Севастопольский государственный университет (ФГАОУ ВО «СевГУ»), Морской институт, 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33. e-mail: fedkonst@rambler.ru

Надежда Константиновна Федоровская, аспирант кафедры «Энергоустановки морских судов и сооружений», Севастопольский государственный университет (ФГАОУ ВО «СевГУ»), Морской институт,

Konstantin Yu. Fedorovskiy, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department «Power Installations of Ships and Structures», Sevastopol State University (FGAOU VO «SevSU»), Maritime Institute, 33, Universitetskaya st., Sevastopol, 299053, Russia

Nadezhda K. Fedorovskaya, post-graduate student of the department «Power installations of marine vessels and structures», Sevastopol State University (FGAOU VO «SevSU»), Maritime Institute,

299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33. 33, Universitetskaya st. Sevastopol, 299053,
e-mail: n.fedorovskaya14@mail.ru Russia

Статья поступила в редакцию 18.02.2020 г.