

УДК 621.577.4
А 65

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НА СУДАХ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ПАРОПРОИЗВОДЯЩЕЙ УСТАНОВКИ

А. А. Андреев, канд. техн. наук, доц.;
И. В. Калиниченко, преп.

Херсонский филиал НУК, г. Херсон

Аннотация. Проведен анализ возможности обеспечения водяным паром судовых потребителей на ходовом режиме судна при использовании теплонасосной паропроизводящей установки, утилизирующей низкопотенциальные вторичные тепловые ресурсы главного дизеля.

Ключевые слова: теплонасосная паропроизводящая установка, источник низкопотенциальной теплоты, водяная система охлаждения дизеля, водяной пар, водоопреснительная установка.

Анотація. Проведено аналіз можливості забезпечення водяною парою судових споживачів на ходовому режимі судна при використанні теплонасосної паровиробної установки, що утилізує низькопотенційні вторинні теплові ресурси головного дизеля.

Ключові слова: теплонасосна паровиробна установка, джерело низькопотенційної теплоти, водяна система охолодження дизеля, водяна пара, водоопріснювальна установка.

Abstract. The analysis of possibility of ship users' provision with water steam in the working shipmode while application of heat pump steam producing plant, which utilizes low potential secondary thermal resources of main diesel engine, is carried out.

Keywords: heat pump steam generating plant, source of low potential secondary thermal resources, water system of diesel cooling, watersteam, desalination plant.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Задача утилизации вторичной теплоты судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с целью повышения эффективности комплексного использования топливно-энергетических ресурсов ставится и успешно решается уже достаточно давно. Однако на сегодняшний день ситуация качественно изменилась. Повышение КПД (снижение удельного расхода топлива) современных судовых

дизелей сопровождается перераспределением статей их теплового баланса, в частности уменьшением потерь с отходящими газами (ОГ) при одновременном возрастании доли теплоты, отводимой в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ). Также имеет место существенное снижение температуры ОГ. Эти факторы в совокупности резко понижают эффективность традиционных схем утилизации, в которых теплота ОГ используется для выработки водя-

ного пара в утилизационном котле (УК) или подогрева термальной жидкости (thermal oil) в утилизационном подогревателе, а теплота охлаждающей воды частично срабатывается в водоопреснительной установке (ВОУ). Понижение теплового потенциала ОГ приводит для некоторых типов судов, в первую очередь танкеров, к недостаточной производительности УК и необходимости ввода в работу на ходовом режиме вспомогательного котла (ВК) [5].

Одним из перспективных путей решения этой проблемы является применение на судах теплонасосных паропроизводящих установок (ТНПУ), источником потребляемой низкопотенциальной теплоты (НПТ) в испарителе у которых являлась бы вода системы охлаждения дизеля. Полученный водяной пар давлением 0,3...0,5 МПа можно использовать, в частности, для подогрева груза на танкерах на ходовом режиме. Это позволило бы, во-первых, утилизировать сбрасываемую теплоту охлаждающей воды, уменьшая тем самым тепловое загрязнение окружающей среды, во-вторых, отказаться от работы ВК на ходовом режиме судна, а следовательно понизить загрязнение атмосферы токсичными компонентами дымовых газов и, в-третьих, сэкономить котельное топливо.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Теплонасосное направление утилизации вторичных тепловых ресурсов ДВС для производства водяного пара в научно-технической литературе ранее уже рассматривалось. Например, в статье [2] рассматривались различные варианты теплоутилизирующих контуров на низкокипящих рабочих телах (рис. 1) для получения водяного пара

давлением 0,2 МПа и выше за счет теплоты наддувочного воздуха и охлаждающей главный двигатель (ГД) воды. Теплообменники И1 и И2 здесь являются испарителями теплового насоса, а образование водяного пара происходит в конденсаторах Кд. При этом возможна компрессорная (см. рис. 1, а) или комбинированная эжекторно-компрессорная (см. рис. 1, б) ТНПУ. В первом случае в качестве рабочего тела ТНПУ рекомендовались высококипящие жидкости, например хладон R114 ($\text{CF}_2\text{ClCF}_2\text{Cl}$), во втором — хладон R22 (CHF_2Cl), хотя и R114, и R22 попадают под ограничения, накладываемые Монреальским протоколом.

Определенный опыт использования ТНПУ накоплен и в стационарной энергетике [3, 7]. Однако данных, приведенных в рассмотренных выше источниках, недостаточно для оценки перспективности теплонасосного направления утилизации низкопотенциальной теплоты судовых ДВС. Параметры работы дизелей приведены для устаревших моделей машин, не обоснован выбор рабочего агента, не произведены конструктивные расчеты основных аппаратов, а также не обоснована рациональность использования ТНПУ на различных режимах работы ДВС.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ — провести анализ возможности обеспечения водяным паром судовых потребителей в ходовом режиме при использовании теплонасосной паропроизводящей установки.

ИЗЛОЖЕНИЕ МАТЕРИАЛА ИССЛЕДОВАНИЯ

Как судно-прототип для проведения расчетного исследования был выбран танкер проекта 15966 (типа «ГРИГОРИЙ НЕСТЕРЕНКО»), водоизмещением $D = 35970$ т, разработки ЦКБ «Изумруд»

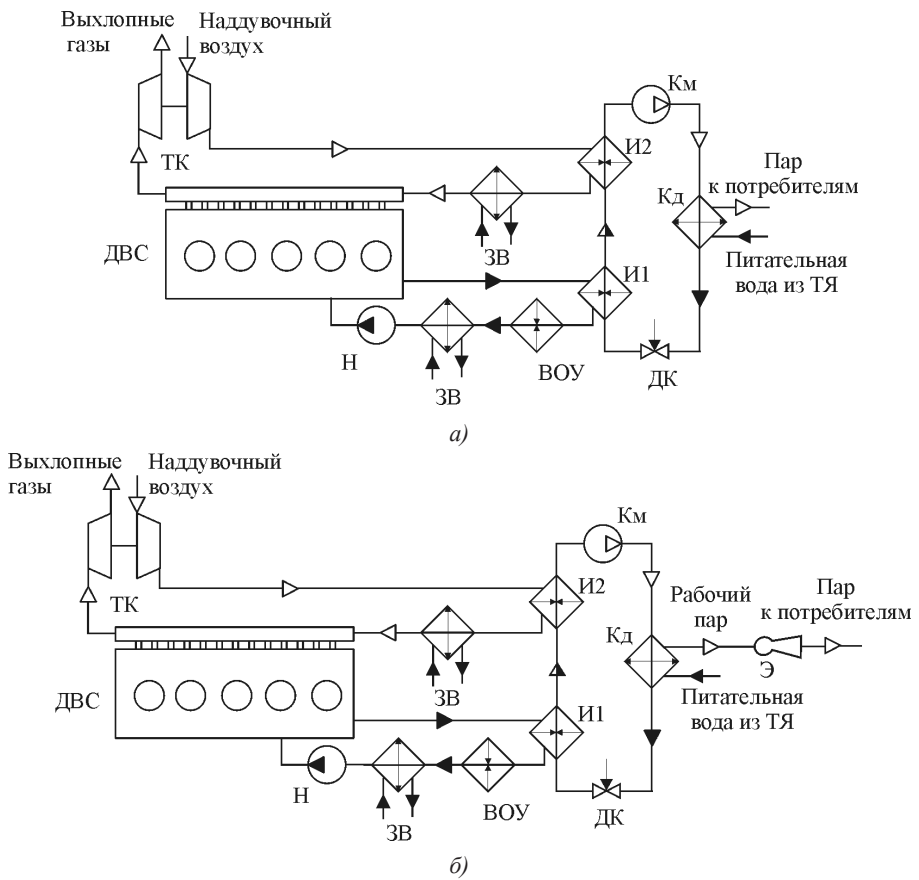


Рис. 1. Схемы теплоутилизирующих теплонасосных контуров для получения водяного пара: *а* — компрессорный контур; *б* — комбинированный эжекторно-компрессорный контур; ВОУ — водопреснительная установка; ДК — дроссельный клапан; ЗВ — заборная вода; И1, И2 — испарители; Кд — конденсатор; Км — компрессор теплового насоса; Н — насос; ОУ — опреснительная установка; ТК — турбокомпрессор; ТЯ — теплый ящик; Э — эжектор

(г. Херсон). Выбор этого типа судна определялся тем, что танкерный флот характеризуется, во-первых, большими мощностями установленных ГД и, во-вторых, значительными потребностями в водяном паре, необходимом для подогрева топлива дизелей и перевозимого груза, а также для функционирования различных общесудовых систем и систем двигателей. Согласно судовой спецификации на танкере установлены: ГД марки 6ДКРН 60/195-10 полной (номинальной) мощностью $Ne^{ГД}_{ном} = 9370$ кВт; ВК марки КАВ 6,3/7 паропроизводительностью

$D_{ВК1} = 6,3$ т/ч и ВК марки КАВ 16/16 паропроизводительностью $D_{ВК2} = 16$ т/ч; УК марки КУП 660 паропроизводительностью $D_{УК} = 5,4$ т/ч; три вспомогательных дизель-генератора (ВДГ) марки KRG-6 фирмы «Bergen Diesel» мощностью по $Ne^{ВДГ}_{ном} = 880$ кВт; ВОУ марки Д5-У производительностью по пресной воде $G_{ВОУ} = 20...25$ т/сутки. Численность экипажа $z_{эк} = 24$ человека [6].

Выбор параметров работы ТНПУ определяется, с одной стороны, параметрами охлаждающей воды ДВС, являющейся источником НПТ, а с другой —

наличием на судне потребителей пара, в первую очередь, подогревателей груза. Анализ параметров судовых потребителей тепловой энергии показывает, что они могут быть разделены на три основные группы: использующие водяной пар низкого (0,3 МПа), среднего (0,5 МПа) и высокого (до 0,9 МПа) давлений [5]. Поскольку для поддержания во время рейса температуры груза 40...60 °С достаточно водяного пара давлением $P_{вп} = 0,3$ МПа (температура насыщения $t_{вп} = 133$ °С), то температура конденсации рабочего агента в конденсаторе ТНПУ должна быть не менее 144 °С. При выработке водяного пара давлением $P_{вп} = 0,5$ МПа (температура $t_{вп} = 152$ °С) температура конденсации рабочего агента теплоносной паро-

производящей установки должна быть не менее 163 °С.

В качестве ГД танкера рассматривались современные малооборотные супердлинноходные дизели: 6RTA52U-B фирмы «Wartsila-NSD» (Финляндия) полной (номинальной) мощностью $Ne_{ном}^{ГД} = 9600$ кВт¹ и 6S50ME-C8-ТII фирмы «MAN B&W» (Дания) мощностью $Ne_{ном}^{ГД} = 9960$ кВт². Для каждого из дизелей был проведен анализ возможных источников НПТ в системе охлаждения ДВС.

Для обоих дизелей применена трехконтурная система охлаждения (рис. 2). На этом же рисунке указаны температуры в характерных точках схемы охлаждения. В табл. 1 представлены параметры

¹ RTA52U-B, RTA62U-B and RTA72U-B. Engine Selection and Project Manual. — Wartsila NSD, Issue December 1998. — 261 p. [Electronic resource]. — Режим доступа: www.wartsila.com.

² MAN B&W S50ME-C8-ТII. Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines. — MAN Diesel & Turbo, 1st Edition, April 2010. — 392 p. [Electronic resource]. — Режим доступа: www.mandieselturbo.com.

Таблица 1. Параметры рабочих сред водяных систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания для рассматриваемых дизелей

Параметр, обозначение, единица измерения	Дизель марки			
	6RTA52U-B		6S50ME-C8-ТII	
	Греющая среда	Охлаждающая среда	Греющая среда	Охлаждающая среда
Холодильник системы охлаждения рубашек цилиндров ДВС				
Количество передаваемой теплоты $Q_{хрц}$, кВт	1862		1450	
Температура среды $t_{хрц}$, °С, вход/выход	85/70	–	80/65	43/55
Расход среды $G_{хрц}$, м ³ /ч	109	–	83	107
Охладитель наддувочного воздуха				
Количество передаваемой теплоты $Q_{онв}$, кВт	3311		4140	
Температура среды $t_{онв}$, °С, вход/выход	–	36/54,3	–	36/61
Расход среды $G_{онв}$, м ³ /ч	7438*	157	–	143
Масляный холодильник				
Количество передаваемой теплоты $Q_{мх}$, кВт	1064		790	
Температура среды $t_{мх}$, °С, вход/выход	64,4/45	36/46	54/45	36/43
Расход среды $G_{мх}$, м ³ /ч	112	92	195	107
Центральный холодильник				
Количество передаваемой теплоты $Q_{цх}$, кВт	6237		6380	
Температура среды $t_{цх}$, °С, вход/выход	58/36	32/52	58/36	32/50
Расход среды $G_{цх}$, м ³ /ч	249	274	250	315

* Расход приведен в кг/ч.

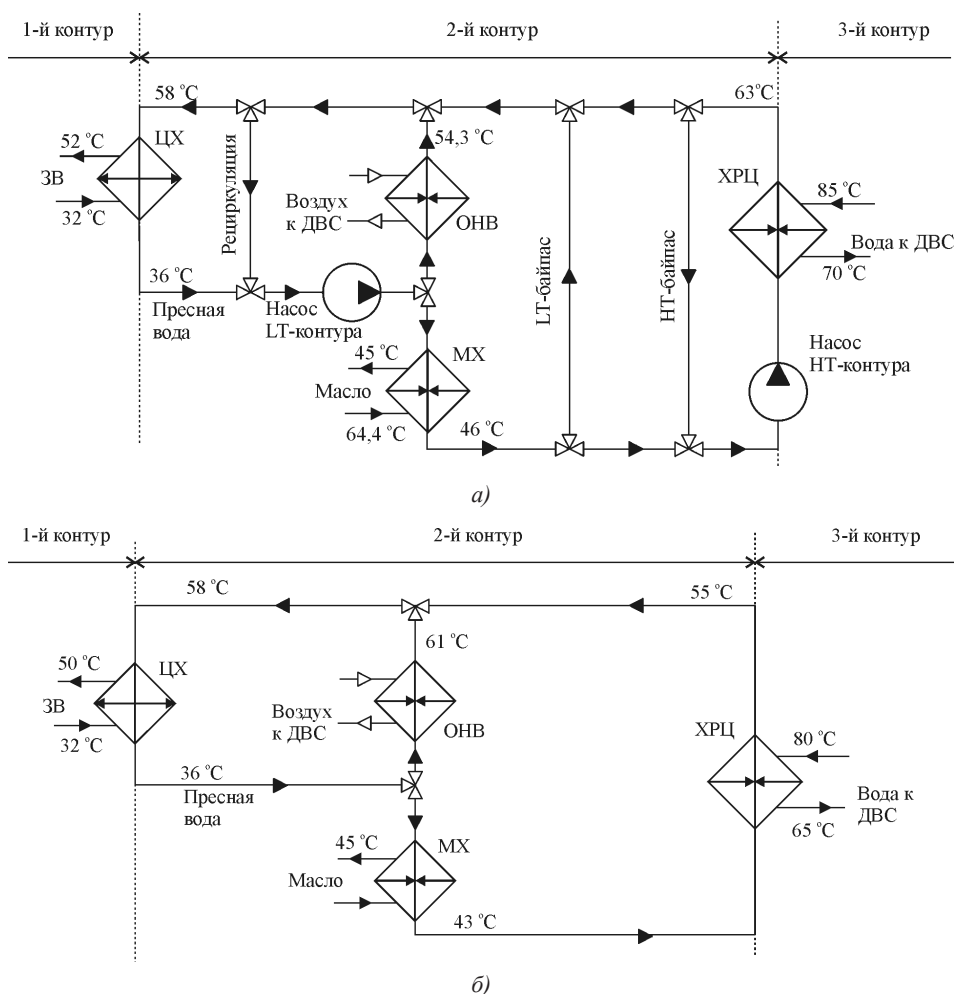


Рис. 2. Принципиальные схемы водяных систем охлаждения дизелей
 а) RTA52U-B; б) S50ME-C8-TP

ЗВ — забортная вода; ЦХ — центральный холодильник; ОНВ — охладитель наддувочного воздуха; МХ — масляный холодильник; ХРЦ — холодильник системы охлаждения рубашки цилиндров ДВС

рабочих сред водяных систем охлаждения рассматриваемых дизелей, взятые или рассчитанные непосредственно по фирменной документации к двигателям^{1,2}.

Как видно из табл. 1 и рис. 2, наибольший температурный потенциал среди источников НПТ имеет пресная вода, охлаждающая рубашки цилиндров (температура на выходе из дизеля 80...85 °С). Это делает ее наиболее предпочтительным источником НПТ

для работы ТНПУ. Схема совместного подключения к этой системе ВОУ и ТНПУ для утилизации теплоты $Q_{ХРЦ}$ представлена на рис. 3. Однако для оценки возможных показателей ТНПУ необходимо учесть, какая часть этого источника НПТ используется для функционирования ВОУ, а сколько остается для ТНПУ.

Количество дистиллята $G_{пр.в.}$, которое необходимо для пополнения судовых

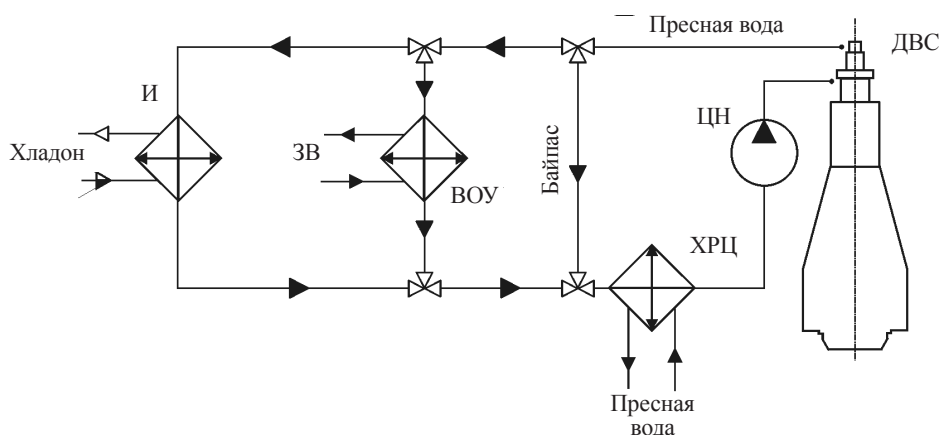


Рис. 3. Схема подключения испарителя ТНПУ к системе охлаждения дизеля: И — испаритель теплового насоса; ЗВ — заборная вода; ВОУ — водопреснительная установка; ХРЦ — холодильник системы охлаждения рубашки цилиндров ДВС; ЦН — циркуляционный насос

запасов пресной воды, зависит от численности экипажа судна, производительности котельных установок, мощности ГД и ВДГ, а также от количества сепараторов топлива и масла. Оно может быть оценено по формуле

$$G_{\text{пр.в}} = G_{\text{эк}} \cdot z_{\text{эк}} + g_{\text{пр.в}} (Ne^{\text{ГД}}_{\text{ном}} + Ne^{\text{ВДГ}}_{\text{ном}} \cdot n_{\text{ВДГ}}) + g_{\text{КУ}} \cdot 24 \cdot (D_{\text{УК}} + D_{\text{БК1}} + D_{\text{БК2}}) + g_c n_c k_c, \text{ т/сутки},$$

где $G_{\text{эк}}$ — расход пресной воды на бытовые нужды и для питья на одного члена экипажа (по санитарным нормам $G_{\text{эк}} = 0,18 \dots 0,24$ т/сутки);

$g_{\text{пр.в}} = 7 \cdot 10^{-5}$ т/(кВт·сутки) — удельные потери пресной воды в системе охлаждения ГД и ВДГ;

$n_{\text{ВДГ}} = 3$ — количество ВДГ на судне;

$g_{\text{КУ}} = 0,02 \dots 0,05$ т/сутки — удельные потери конденсата из конденсатно-питательной системы котельных установок;

$g_c = 36 \cdot 10^{-5}$ т/(сепаратор·сутки) — удельный расход пресной воды на промывку полостей сепараторов;

$n_c = 5$ — количество установленных сепараторов;

$k_c = 0,6 \dots 0,7$ — коэффициент загрузки сепараторов.

Таким образом, необходимое количество дистиллята ориентировочно составит

$$G_{\text{пр.в}} = 0,2 \cdot 24 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot (9600 + 880 \cdot 3) + 0,025 \cdot 24 \cdot (5,4 + 6,3 + 16) + 36 \cdot 10^{-5} \cdot 5 \cdot 0,65 = 22,28 \text{ т/сутки}.$$

Это значение соответствует производительности, установленной на судне-прототипе ВОУ марки Д5-У, равной, как уже отмечалось ранее, 25 т/сутки.

Количество теплоты, которое отбирается для работы ВОУ от пресной воды системы охлаждения рубашек цилиндров ДВС, находится по формуле

$$Q_{\text{ВОУ}} = \frac{1000 \cdot G_{\text{ВОУ}} \cdot (h'' - h_{\text{ПВ}})}{24 \cdot 3600 \cdot \eta_{\text{пот}}}, \text{ кВт},$$

где h'' — энтальпия сухого насыщенного пара при температуре кипения заборной воды в испарителе ВОУ, равной 65 °С ($h'' = 2618,2$ кДж/кг [4]); $h_{\text{ПВ}}$ — энтальпия заборной питательной воды, поступающей в испаритель ВОУ при температуре, принимаемой равной 24 °С ($h_{\text{ПВ}} = 100,6$ кДж/кг [4]); $\eta_{\text{пот}} = 0,98$ — коэффициент потерь теплоты в окружающую среду.

Подставляя указанные значения, получим

$$Q_{\text{воу}} = \frac{1000 \cdot 25 \cdot (2618,2 - 100,6)}{24 \cdot 3600 \cdot 0,98} = 743 \text{ кВт.}$$

Таким образом, согласно табл. 1, избыток теплоты пресной воды системы охлаждения рубашек цилиндров ДВС, которая может быть использована в качестве источника НПП для ТНПУ, составит:

$$\text{для двигателя 6RTA52U-B} \\ Q_0 = Q_{\text{ХРЦ}} - Q_{\text{воу}} = 1862 - 743 = 1119 \text{ кВт;}$$

$$\text{для двигателя 6S50ME-C8-TH} \\ Q_0 = Q_{\text{ХРЦ}} - Q_{\text{воу}} = 1450 - 743 = 707 \text{ кВт.}$$

Выбор хладагента — рабочего тела ТНПУ — проводился с учетом его эксплуатационных свойств (высокая критическая температура, невысокое давление конденсации, отсутствие вакуума в испарителе, химическая стабильность при воздействии высокой температуры, освоенность промышленностью и др.) и экологических характеристик (разрешенность к использованию Монреальским, Киотским и другими международными протоколами и конвенциями, нетоксичность и др.). В результате для расчетов циклов ТНПУ был выбран хладагент R123 (CF_3CHCl_2), который относится к так называемым гидрохлорфторуглеводородным хладагентам (ГХФУ или HCFC) с низкой озоноразрушающей активностью. Согласно решению Венской конвенции, производство хладагентов группы ГХФУ разрешено до 2030 г. В промышленности хладагент R123 используют для ретрофита холодильных установок — водоохладителей, работающих на R11. По экологическим параметрам хладагент R123 имеет следующие характеристики: потенциал озонного истощения (ODP) равен 0,02; потенциал глобального потепления (GWP) — 90; негорюч, взрывобезопасен, в 6 раз менее токсичен, чем аммиак³.

Первоначально рассматривалась работа ТНПУ с получением насыщенного водяного пара всех трех параметров (0,3; 0,5 и 0,9 МПа). Однако, учитывая возможность термического разложения хладагентов, являющихся рабочим телом ТНПУ, и с целью упрощения установки, окончательно была принята для анализа схема согласно рис. 4, предназначенная для производства пара давлением 0,3 и 0,5 МПа. При этом предполагалось, что водяной пар давлением 0,8...0,9 МПа вырабатывается в традиционном УК за счет теплоты отходящих газов ГД. Принцип действия ТНПУ описан в публикации [1].

При расчетном исследовании интегральных показателей ТНПУ, представленной на рис. 4., принималось, что расход G_1 рабочего агента через конденсатор нижней ступени Кд1 составляет 30% общего расхода G_0 хладагента в системе. Также задавались следующие исходные данные: температура питательной воды $t_w = 60$ °С; адиабатный КПД хладагенового компрессора $\eta_{\text{ад}} = 0,82$; КПД вспомогательного котла $\eta_{\text{вк}} = 0,85$; удельный расход топлива ВДГ $g_e = 0,2$ кг/(кВт·ч). При сравнении расхода топлива в ВДГ и ВК величина низшей теплоты сгорания топлива была приравнена к значению для стандартного топлива.

Результаты расчета интегральных показателей ТНПУ для рассматриваемых ГД танкера проекта 15966 представлены в табл. 2.

Таким образом, проведенные расчетные исследования (см. табл. 2) показали несомненные энергетические преимущества от установки на судне ТНПУ.

К следующим задачам, требующим своего решения для обоснованной оценки перспективности внедрения ТНПУ на судах, можно отнести:

³ Режим доступа: www.freonrf.ru/e/80542-freon-123

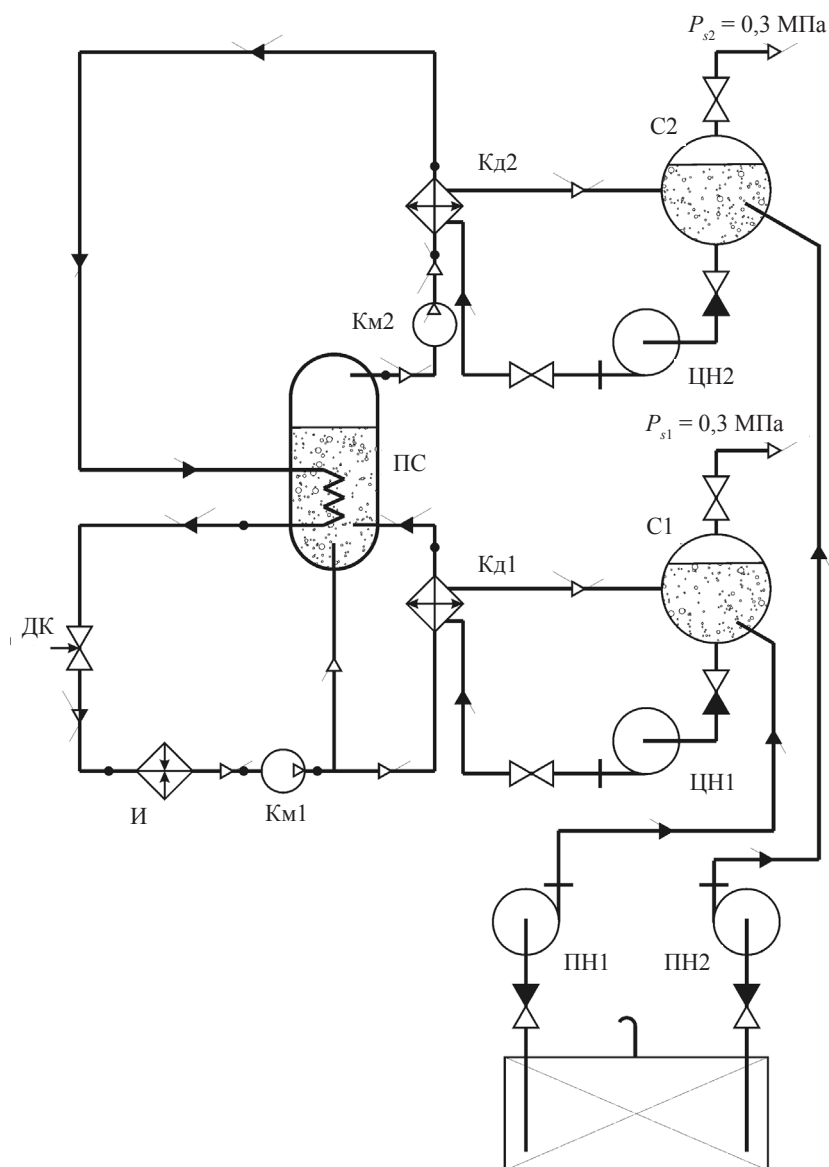


Рис. 4. Принципиальная схема теплонасосной паропроизводящей установки двух давлений (цифры 1 и 2 в конце обозначений соответствуют аппаратам первой и второй ступеней):

ДК — дроссельный клапан; И — испаритель; Км — компрессор; Кд — конденсатор; ПН — водяной питательный насос; ЦН — водяной циркуляционный насос; С — сепаратор водяного пара; ПС — промежуточный сосуд

определение массогабаритных и стоимостных показателей элементов ТНПУ;

оптимизационные расчеты для нахождения наиболее эффективных схем,

рабочих агентов, параметров работы ТНПУ;

оценка возможности работы ТНПУ при режимах работы ГД, отличных от номинального.

Таблица 2. Результаты расчета теплонасосных паропроизводящих установок для главных двигателей

Расчетный параметр, его обозначение и единицы измерения	Главный двигатель	
	6RTA52U-B	6S50ME-C8-TH
Расход водяного пара, кг/с (кг/ч): (давление $P_{вп} = 0,3$ МПа) G_{s1}	0,207 (745,2)	0,131 (471,6)
(давление $P_{вп} = 0,5$ МПа) G_{s2}	0,5241 (1887)	0,3309 (1191)
Тепловая нагрузка на конденсатор, кВт Кд1 Q_1	512	324
Тепловая нагрузка на конденсатор Кд2 Q_2	1309	827
Массовый расход хладона в ТНПУ G_0 , кг/с	16,23	10,25
Электрическая мощность на привод компрессоров Км1 и Км2 N_e , кВт	536	339
Расход топлива, кг/с (кг/ч): ВДГ на привод компрессоров $G_{т\text{ВДГ}}$	0,02979 (107,2)	0,01881 (67,7)
ВК при получении водяного пара $G_{т\text{ВК}}$	0,0502 (181,8)	0,03170 (114,1)
Количество сэкономленного топлива при использовании ТНПУ $\Delta G_{т} = G_{т\text{ВК}} - G_{т\text{ВДГ}}$, кг/ч (%)	73,3 (41)	46,4 (41)
Тепловой коэффициент ТНПУ COP	3,40	

ВЫВОДЫ

1. Наиболее предпочтительным источником НПТ для работы ТНПУ является пресная вода, охлаждающая рубашки цилиндров ГД, которая имеет температуру на выходе из дизеля 80...85 °С. Количества теплоты этого ис-

точника достаточно для одновременной работы ТНПУ и ВОУ.

2. Проведенные расчетные исследования показывают энергетическую целесообразность использования ТНПУ для получения водяного пара давлением 0,3...0,5 МПа для танкера в ходовом режиме.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками [Текст] / Ю. В. Захаров, А. А. Андреев, И. В. Калиниченко, В. И. Максимов // Зб. наук. пр. НУК. — 2005. — № 2 (401). — С. 70–79.
- [2] **Радченко, Н.И.** Теплоутилизирующие контуры на низкикипящих рабочих телах для ДВС [Текст] / Н. И. Радченко, А. А. Сирота // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. пр. — Харків : ХАІ, 2002. — Вип. 31. Двигуни та енергоустановки. — С. 17–19.
- [3] **Рей, Д.** Тепловые насосы [Текст] : [пер. с англ.] / Д. Рей, Д. Макмайкл. — М. : Энергоиздат, 1982. — 224 с.
- [4] **Ривкин, С.Л.** Термодинамические свойства воды и водяного пара [Текст] : справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Энергоатомиздат, 1984. — 80 с.

- [5] Современное состояние систем глубокой утилизации вторичных энергоресурсов судовых дизельных энергетических установок [Текст] / А. А. Андреев, В. С. Самохвалов, Д. Н. Смагин, В. С. Цвиклис // Зб. наук. пр. УДМТУ. — Миколаїв : УДМТУ, 2002. — № 5 (283). — С. 66–76.
- [6] Танкер проекта 15966 «Григорий Нестеренко» [Текст] : спецификация. — Херсон : ЦКБ «Изумруд», 1985. — 156 с.
- [7] **Янговский, Е. И.** Промышленные тепловые насосы [Текст] / Е. И. Янговский, Л. А. Левин. — М. : Энергоатомиздат, 1989. — 128 с.