

УДК 621.577

А.А. СИРОТА<sup>1</sup>, Т. БЕС<sup>2</sup>, Н.И. РАДЧЕНКО<sup>3</sup>, Д.В. КОНОВАЛОВ<sup>3</sup><sup>1</sup>Черноморский государственный университет им. П. Могилы, Украина<sup>2</sup>Щецинский технический университет, Польша<sup>3</sup>Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

## СУДОВЫЕ ДИЗЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ С ТРИГЕНЕРАЦИОННЫМИ КОНТУРАМИ

Выполнен анализ эффективности систем охлаждения циклового воздуха судовых дизелей, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха. Показано, что применение теплоиспользующих систем на низкокипящих рабочих телах обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на 20...40 °С и повышение КПД судовых дизелей на 1...2%. Предложены схемные решения систем предварительного охлаждения наружного воздуха на входе турбокомпрессоров и наддувочного воздуха судовых дизелей с комплексной утилизацией разных источников сбросной теплоты.

**Ключевые слова:** дизельная установка, утилизация, уходящие газы, предварительное охлаждение воздуха, теплоиспользующая холодильная машина, низкокипящее рабочее тело.

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Современные судовые дизельные установки (ДУ) представляют собой установки когенерационного типа, производящие дополнительно к механической или электрической энергии еще и тепловую. Условия их эксплуатации отличаются значительными колебаниями температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$  и забортной воды  $t_{\text{зв}}$ , что сказывается на изменении температуры наддувочного воздуха. При повышенных температурах окружающей среды штатные системы водяного охлаждения не в состоянии обеспечить поддержание температуры наддувочного воздуха на уровне 40...50 °С. Для надежного охлаждения циклового воздуха современных высоконаддувных дизелей (воздуха на входе турбокомпрессора и наддувочного воздуха) необходимы принципиально новые способы, в частности, с использованием машинного холода.

Поскольку повышение температуры наружного воздуха и забортной воды сопровождается возрастанием тепловых потерь с охлаждающей водой, отводимой от охладителей наддувочного воздуха (ОНВ) и водой системы охлаждения корпуса двигателя, а также с уходящими газами, то теплоту указанных источников целесообразно использовать для выработки холода, который, в свою очередь, – для снижения температуры воздуха на входе дизеля и наддувочного воздуха. Производство холода за счет теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) осуществляется в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ). Дополнение когенерационной ДУ теп-

лоиспользующей надстройкой для производства холода обращает ее в ДУ тригенерационного типа.

Анализ располагаемого теплового потенциала ВЭР ДУ показывает, что для большинства типов судов при нагрузках главных дизелей (ГД) свыше 50 % количество тепловой энергии, вырабатываемой утилизационными котлами (УК), превышает потребности в ней судовых потребителей [1]. На рис. 1 приведены данные по производительности УК  $G_{\text{УК}}$  при температуре наружного воздуха  $t_{\text{нв}} = 25$  °С для современного контейнеровоза, в состав ДУ которого входит малооборотный дизель (МОД) 12К98МЕ/МС (номинальная мощность  $N_e = 68,64$  МВт, число оборотов  $n = 94$  об/мин), оборудованный турбокомпаундной системой (ТКС) утилизации теплоты уходящих газов, которая включает утилизационные паровую и дополнительную газовую турбины (УПТ и УГТ), передающие мощность на гребной вал или на привод электрогенератора. Дополнительная УГТ установлена на байпасной линии газовыпускного тракта, соединяющей УГТ непосредственно с выпускным ресивером дизеля в обход основной УГТ, приводящей наддувочный турбокомпрессор (ТК) [2]. Применение дополнительной УГТ позволяет использовать избыточную энергию выпускных газов (сверх необходимой для турбонаддува дизеля), которая образуется при нагрузках дизеля выше 50% благодаря высоким КПД современных ТК (0,7 и выше). Это осуществляется путем перепуска части выпускных газов (10...13% их общего расхода) из выпускного ресивера МОД непосредственно на дополнительную УГТ, минуя основную УГТ наддувочного ТК. При этом температура газов перед УК

повышается на 30...50 °С, т.е. возрастают производительность УК и соответственно мощность УПТ.

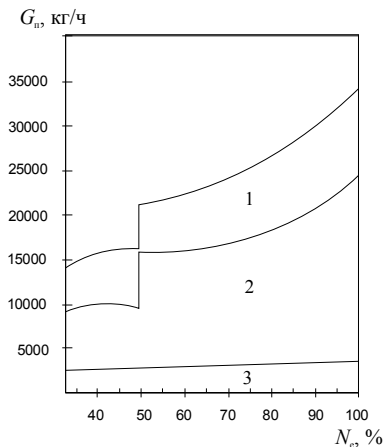


Рис. 1. Производительность  $G_{УК}$  утилизационного котла контейнеровоза в зависимости от нагрузки  $N_e$  главного дизеля 12K98ME/МС ( $N_e = 68,64$  МВт,  $n = 94$  об/мин) при  $t_{нв} = 25$  °С

Выработка в УПТ и УГТ дополнительной мощности, составляющей примерно 10% мощности дизеля, равнозначна увеличению КПД ДУ почти на 5% с соответствующим сокращением удельного расхода топлива.

Как видно из рис. 1, при  $t_{нв} = 25$  °С на общесудовые потребители расходуется не более 10% общего количества вырабатываемого в УК пара. В тропических условиях эксплуатации (суда неограниченного района плавания) при  $t_{нв} = 45$  °С и  $t_{зв} = 32$  °С количество расходуемого на общесудовые нужды пара еще в 1,5 раза меньше по сравнению с  $t_{нв} = 25$  °С.

В зимнее время и северных широтах (при  $t_{нв} = 0$  °С) количество вырабатываемого в УК пара также превышает общесудовые потребности, а при нагрузках дизеля 80...100% превышение становится практически двукратным (рис. 2 [1]).

Таким образом, избыточный (сверх общесудовых потребностей) пар, производимый в УК при нагрузках ГД свыше 50%, вполне может служить источником тепловой энергии для ТХМ, тем более, что избыток тепловой энергии особенно значительный при повышенных наружных температурах, когда как раз и требуется охлаждение циклового воздуха двигателей. Более того, как показывает практика эксплуатации судовых ДУ, при мощности ГД свыше 5...6 МВт на многих судах имеет место избыток электроэнергии, вырабатываемой в утилизационных паровых турбогенераторах, в том числе и турбокомпаундных систем. В последнем случае часть пара сбрасывают из УК мимо утилизационного парового турбогенератора в демпферный конден-

сатор. Этих потерь теплоты можно избежать путем перехода когенерационной ДУ на тригенерацию.

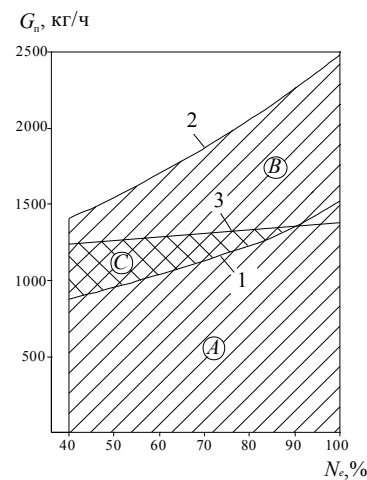


Рис. 2. Производительность утилизационного котла и расход пара на общесудовые потребители в зависимости от нагрузки  $N_e$  главного дизеля 6S60MC-C/ME-C ( $N_e = 13,6$  МВт,  $n = 105$  об/мин) контейнеровоза при температуре наружного воздуха  $t_{нв} = 0$  °С: 1 – производительность УК без байпасирования ТК (А); 2 – производительность УК с байпасированием ТК; 3 – расход пара на общесудовые потребители; В – избыток пара; С – дефицит пара

Итак, тригенерационные ДУ не только закрывают нишу по мощности главных двигателей  $N_e < 20...50$  МВт, когда применение сложных и дорогостоящих ТКС экономически нецелесообразно из-за больших сроков окупаемости (соответственно 12 и 5 лет), но и позволяют повысить эффективность ДУ с ТКС при частичных нагрузках на двигатель (менее 50%, когда ТКС отключают из-за снижения ее КПД ниже 25%), а также в случае превышения вырабатываемой в ТКС тепловой или электрической энергии потребностей судна. Использование холода, производимого в тригенерационных контурах, для охлаждения циклового воздуха дизелей позволяет повысить энергетические показатели ДУ при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды.

**Целью** исследования является оценка эффективности применения тригенерационных контуров судовых ДУ, использующих вторичные энергоресурсы для охлаждения циклового воздуха дизелей.

## 2. Анализ результатов исследования

В качестве ТХМ тригенерационных ДУ могут использоваться эжекторные холодильные машины (ЭХМ) и абсорбционные (АХМ). Конструктивно наиболее простыми и компактными являются ЭХМ, в которых функцию компрессора выполняет эжек-

тор. Применение в ЭХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня. Однако энергетическая эффективность ЭХМ, которая характеризуется тепловым коэффициентом  $\zeta$ , невысокая. Тепловой коэффициент  $\zeta$  представляет собой отношение:  $\zeta = Q_0/Q_T$ , где  $Q_0$  – холодопроизводительность, т.е. количество теплоты, отведенной от воздуха на входе двигателя к НРТ, кипящему при низких давлении и соответственно температуре, а  $Q_T$  – количество теплоты, подведенной к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов или другого источника сбросной теплоты. Так, тепловой коэффициент ЭХМ, использующих в качестве НРТ хладоны R142B, R600, R600a, R290 составляет  $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ .

Схема ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, приведена на рис. 3. В общем случае генератор паров НРТ высокого давления состоит из двух секций: экономайзерной и испарительной. В экономайзерной секции происходит нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации  $t_k$  до температуры кипения  $t_f$  при высоком давлении, в испарительной – кипение жидкого НРТ с образованием паров высокого давления, являющихся движущей силой для эжектора.

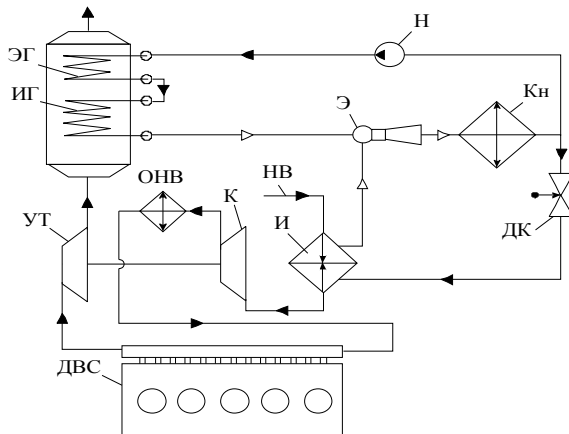


Рис. 3. Схема ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов ДВС для охлаждения воздуха на его входе:

ЭГ и ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизационная турбина; НВ – наружный воздух

Снижение температуры воздуха  $\Delta t_b$  на входе дизеля, т.е. в испарителе ЭХМ, представлено на рис. 4 в зависимости от температуры  $t_{yx,г}$  уходящих газов на входе в генератор ЭХМ при температурах кипения НРТ в генераторе  $t_f = 120$  °С, конденсации  $t_k = 35$  °С, уходящих газов после генератора  $t_{t2} = 150$  °С и кипения НРТ в испарителе  $t_0 = 0$  °С. При этом условно

выделено, какая величина  $\Delta t_b$  получена за счет отвода теплоты от уходящих газов экономайзерной и испарительной секциями генератора ЭХМ, причем обе они расположены в газовыпускном тракте дизеля. В качестве НРТ в ЭХМ применен озонобезопасный хладон R142b. Следует подчеркнуть, что под температурой  $t_{yx,г}$  подразумевают исходные значения температуры уходящих газов на входе в генератор ЭХМ – без учета ее уменьшения из-за снижения температуры наружного воздуха на входе ДВС на величину  $\Delta t_b$ . Действительные значения температуры уходящих газов на входе генератора ЭХМ  $t_{yx,г}^д$  будут ниже исходных  $t_{yx,г}$  на величину уменьшения температуры уходящих газов, обусловленного снижением температуры воздуха на входе:  $t_{yx,г}^д = t_{yx,г} - \Delta t_{yx,г}$ , где  $\Delta t_{yx,г} = 1,6 \Delta t_b$  [1].

Значение температуры уходящих газов после генератора  $t_{t2} = 150$  °С принималось исходя из условия предотвращения возникновения сернистой коррозии концевых поверхностей экономайзерной секции.

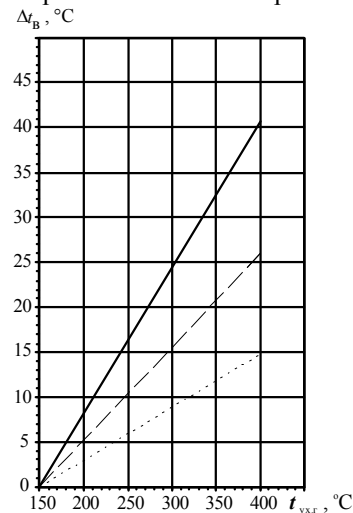


Рис. 4. Снижение температуры  $\Delta t_b$  воздуха на входе дизеля в зависимости от температуры  $t_{yx,г}$  уходящих газов на входе в генератор ЭХМ с экономайзером, установленным в газохвосте, при температурах кипения R142b в генераторе  $t_f = 120$  °С, конденсации  $t_k = 35$  °С, уходящих газов после генератора  $t_{t2} = 150$  °С и кипения R142b в испарителе  $t_0 = 0$  °С: — — за счет отвода теплоты генератором в целом; - - - - испарительной секцией; ····· экономайзерной секцией

Как видно, применение ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов, приводит к заметному снижению температуры воздуха на входе двигателя,  $\Delta t_b > 20$  °С, только в случае температуры уходящих газов более 250 °С, что имеет место при утилизации в ЭХМ теплоты уходящих газов после утилизационной турбины турбокомпрессора, т.е. когда УК не работает. Ограничение же температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора ве-

личной  $t_{r2} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ , т.е. превышающей температуру кипения НРТ в генераторе  $t_r = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ , существенно сокращает срабатываемый в генераторе теплоспад по уходящим газам. В результате чего в экономайзерной секции генератора используется теплота уходящих газов сравнительно высокого температурного уровня  $t_{yx.g} > t_r$ , которая вполне могла быть реализованной в его испарительной секции.

Ситуация резко меняется в случае использования для нагрева жидкого НРТ в экономайзерной секции генератора другого источника сбросной теплоты, например нагретой воды контура охлаждения двигателя или наддувочного воздуха. Схема системы охлаждения наружного воздуха на входе двигателя с экономайзером генератора, вынесенным из газодыпускного тракта двигателя на наддувочный воздух, приведена на рис. 5, а потенциально возможное снижение температуры воздуха  $\Delta t_b$  в ЭХМ – на рис. 6.

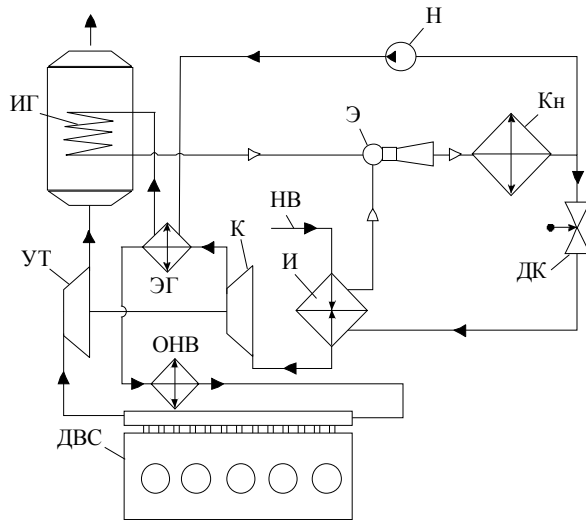


Рис. 5. Схема ЭХМ, использующей теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха ДВС: ЭГ, ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора пара НРТ

Как видно, тепловой потенциал уходящих газов и наддувочного воздуха может быть использован в ЭХМ полностью только при температурах наддувочного воздуха  $t_{b1}$  выше  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ : значение температуры наддувочного воздуха после экономайзерной секции генератора  $t_{b2}$  (соответствующие графики на рис. 6) не может опускаться ниже температуры конденсации  $t_k$  (в нашем примере  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ), т.е. начальной температуры нагреваемого в ней конденсата НРТ, увеличенной на разность температур между ними,  $t_{b2} - t_k$ , которая определяется интенсивностью теплопередачи и минимальная величина которой составляет  $10 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Глубина охлаждения воздуха на входе ДВС ограничивается температурой кипения НРТ в испари-

теле-воздухоохладителе  $t_0$ : с учетом температурного напора между воздухом и кипящим НРТ температура воздуха на выходе из испарителя будет, как минимум, на  $10 \dots 15 \text{ }^\circ\text{C}$  выше  $t_0$ . С учетом этого воздух на входе ДВС может быть охлажден не более чем на величину  $\Delta t_b = 30 \dots 35 \text{ }^\circ\text{C}$ .

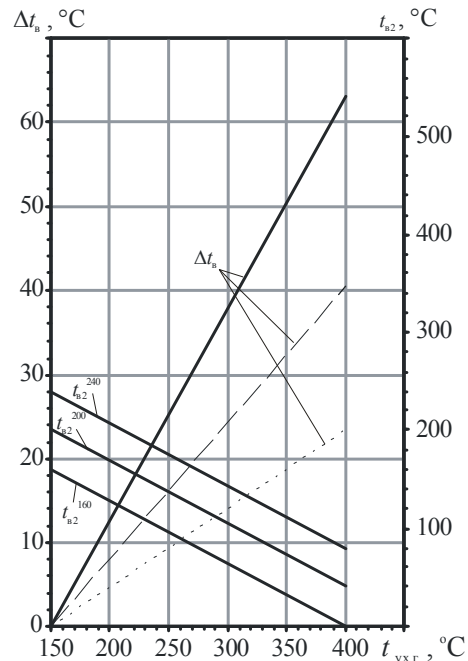


Рис. 6. Снижение температуры  $\Delta t_b$  воздуха на входе дизеля и температура  $t_{b2}$  наддувочного воздуха после экономайзера генератора ЭХМ (экономайзер установлен на наддувочном воздухе вне газодохода) в зависимости от температуры  $t_{yx.g}$  уходящих газов на входе в испарительную секцию генератора ЭХМ при температурах кипения R142b в генераторе  $t_r = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ , уходящих газов после испарительной секции генератора  $t_{r2} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ : — — за счет отвода теплоты генератором в целом; - - - - испарительной секцией; ····· — экономайзером; надстрочные индексы  $t_{b2}^{160 \dots 240}$  соответствуют температурам наддувочного воздуха на входе экономайзерной секции генератора  $t_{b1} = 160; 200$  и  $240 \text{ }^\circ\text{C}$

Оставшуюся часть разности температур  $\Delta t_b$  (избыток холодопроизводительности ЭХМ) целесообразно использовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ, т.е. прибегать к комплексной утилизации ВЭР ДВС.

При оценке влияния уменьшения температуры  $\Delta t_b$  воздуха на входе на эффективность дизелей исходили из того, что при снижении температуры  $\Delta t_b$  воздуха на  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  КПД двигателя возрастает на  $0,5\%$  в абсолютных величинах [1, 2]. Расчеты пока-

зали, что утилизация теплоты уходящих газов с температурой выше 350 °С и дополнительных источников (наддувочного воздуха) обеспечивает приращение КПД дизелей  $\Delta\eta = 1,5...2,0\%$  и более. При этом избыток холодопроизводительности ЭХМ целесообразно задействовать для глубокого охлаждения наддувочного воздуха после водяного ОНВ или снижения температуры охлаждающей воды, подаваемой на ОНВ.

### Выводы

1. Комплексное использование ВЭР судовых ДВС (уходящих газов, наддувочного воздуха, охлаждающей воды) в эжекторных ТХМ обеспечивает повышение КПД дизелей на 2...3%.
2. Предложены схемные решения тригенерац-

онных систем охлаждения воздуха двигателей с использованием разных источников сбросной теплоты.

### Литература

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation [Электронный ресурс] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Режим доступа к док.: [http://www.mandiesel.com/files/news/files762/5510-0005.00pr\\_low.pdf](http://www.mandiesel.com/files/news/files762/5510-0005.00pr_low.pdf).*
2. *Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission [Электронный ресурс] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Режим доступа к документу: <http://www.mandiesel.com/files/news/files5055/P3339161.pdf>.*

Поступила в редакцию 25.05.2009

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская национальная морская академия, Одесса.

## СУДНОВІ ДИЗЕЛЬНІ УСТАНОВКИ З ТРИГЕНЕРАЦІЙНИМИ КОНТУРАМИ

*О.А. Сирота, Т. Бес, М.І. Радченко, Д.В. Коновалов*

Виконано аналіз ефективності систем охолодження циклового повітря судових дизелів, що використовують теплоту відхідних газів і наддувного повітря. Показано, що застосування тепловикористовуючих систем на низькокиплячих робочих тілах забезпечує зниження температури циклового повітря на 20...40 °С і підвищення ККД судових дизелів на 1...2%. Запропоновані схемні рішення систем попереднього охолодження зовнішнього повітря на вході турбокомпресорів і наддувного повітря судових дизелів із комплексною утилізацією різних джерел скидної теплоты.

**Ключові слова:** дизельна установка, утилізація, відхідні гази, попереднє охолодження повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, низькокипляче робоче тіло.

## MARINE DIESEL UNITS WITH TRIGENERATIVE CIRCLES

*A.A. Sirota, T. Bes, N.I. Radchenko, D.V. Kononov*

The effectiveness of systems for cooling cyclic air of marine diesels, recovering the heat of exhaust gases and scavenge air, has been analyzed. It was shown, that the application of waste heat recovery systems on low temperature boiling working fluids provides reducing the temperature of cyclic by 20...40 °C and increasing the efficiency of diesels by 1...2%. The schemes of systems for cooling of ambient air at the inlet of turbocompressors and scavenge air of marine diesels with complex utilization of various exhaust heat sources have been proposed.

**Key words:** diesel unit, utilization, exhaust gases, precooling of air, waste heat recovery refrigeration machine, low temperature boiling working fluid.

**Сирота Александр Архипович** – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой техногенной безопасности Черноморского государственного университета им. Петра Могилы, Николаев, Украина.

**Бес Гадеуш** – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры технической теплотехники Щецинского технического университета, Щецин, Польша.

**Радченко Николай Иванович** – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

**Коновалов Дмитрий Викторович** – канд. техн. наук, доцент кафедры судового машиностроения и энергетики Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.