

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА И ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ НА ТЕМПЕРАТУРУ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА НА ВХОДЕ В ЦИЛИНДР СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Дослідження впливу температури зовнішнього повітря і забортої води на температуру наддувочного повітря при вході в циліндри судових дизелів.

Ключові слова: температура зовнішнього повітря, забортна вода, температура наддувочного повітря, циліндр судових дизелів.

Приведены исследования и сделан анализ влияния температур наружного воздуха и забортной воды на температуру наддувочного воздуха на входе в цилиндры судовых дизелей. Получены зависимости, которые учитывают это влияние.

Ключевые слова: температура наружного воздуха, забортная вода, температура наддувочного воздуха, цилиндр судовых дизелей.

Research of influencing of temperature of external environment on the indexes of the systems of cooling of inflating air of diesels of ships is given in the article.

Keywords: temperature of external environment, systems of cooling of inflating air, diesels of ships.

Постановка проблемы и задач исследования. В качестве главных двигателей (ГД) дизельных энергетических установок (ДЭУ) применяются малооборотные дизели (МОД), среднеоборотные (СОД) и высокооборотные (ВОД). В качестве первичных двигателей дизельгенераторов применяются СОД и ВОД.

В последние годы значительное внимание при разработке двигателей внутреннего сгорания (ДВС) уделяется проблеме снижения выбросов в соответствии с регламентирующими документами и, в частности, выбросов окислов азота с отработавшими газами. Известно, что экологические характеристики дизеля напрямую взаимосвязаны с параметрами системы воздухообеспечения.

Для достижения высокой топливной экономичности судовых дизелей рабочий процесс в цилиндре организуется таким образом, чтобы при заданной цикловой подаче топлива получить в цикле максимально возможную индикаторную работу. В результате такой организации рабочего процесса уменьшается количество энергии выхлопных газов, подводимой к турбинной ступени турбокомпрессоров (ТК), что выдвигает необходимость использования высокоэффективных агрегатов наддува.

В настоящее время фирмы, производящие ТК (ABB (Швейцария), MAN (Германия), «Mitsubishi H.I.» (Япония)), поставляют ТК для наддува судовых МОД с высоким суммарным КПД $\eta_{\text{ТК}}$, достигающим 68 % в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Адиабатический КПД компрессорной ступени η_k современных ТК в области эксплуатационных режимов достигает 86...87 %.

К системам трубонаддува высокой эффективности можно отнести те системы, у которых на эксплуатационных режимах $\eta_k = 0,80...0,83$, КПД турбинной ступени $\eta_t = 0,80...0,82$ и КПД ТК $\eta_{TK} > 0,64$ [1].

Кроме того, увеличение эффективности работы ДВС и снижение вредных выбросов связано с возможностями высокого наддува.

Степень повышения давления наддувочного воздуха π_k в одноступенчатых компрессорах (К) ТК современных судовых ДВС может достигать величины 3,5...4 [2, 3, 4], что приводит к повышению температуры воздуха на π_k выходе из К ТК до 450...480 К (180...210 °С). Значительное повышение T_k приводит к снижению массы заряда воздуха в цилиндрах двигателя. Как следствие этого снижается величина коэффициента избытка воздуха ϕ , возрастает максимальная температура сгорания, повышается расход топлива и температура выпускных газов. Кроме того, токсичность выпускных газов в этих условиях также возрастает. Поэтому, чтобы избежать этих негативных явлений, в судовых ДЭУ применяется охлаждение наддувочного воздуха даже при довольно низких значениях $\pi_k = 0,13...0,15$. Его охлаждение осуществляется, в основном, в теплообменниках рекуперативного (поверхностного) типа. В качестве охлаждающей среды применяется забортная вода.

По мнению многих специалистов, в связи с невозможностью дальнейшего повышения π_k в одной ступени К ТК одноступенчатый наддув даже с современной технологией проектирования и изготовления исчерпал свои возможности, и требуется переход к двухступенчатой системе наддува (ДСН) (рис. 1), имеющей более высокий КПД за счет промежуточного охлаждения наддувочного воздуха между ступенями К. Процесс сжатия в двухступенчатом компрессоре приближается к изотермическому с уменьшением энергии на сжатие.

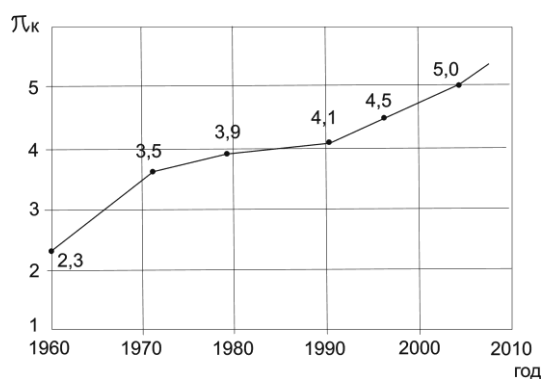


Рис. 1. Степень повышения давления в одноступенчатом турбокомпрессоре с алюминиевым колесом

Выиграш в КПД ДСН зависит от снижения температуры воздуха в промежуточном охладителе (ПОНВ) и общей степени повышения давления $\pi_{k\Sigma}$ (рис. 2) [5].

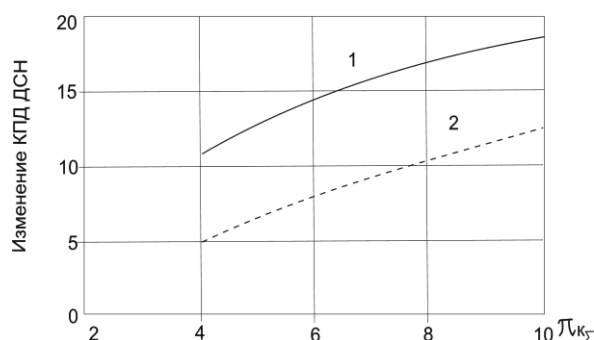


Рис. 2. Повышение КПД ДСН при охлаждении до 25 (1) и 60 °С (2) после промежуточного холодильника

Так, при повышении $\pi_{\kappa \Sigma}$ до 10 рост КПД ДСН может составить 12...18 % при охлаждении надувочного воздуха в промежуточном ПОНВ до 60...25 °С соответственно.

КПД ДСН имеет более высокое значение и по другим причинам:

- более полное использование энергии расширения в турбине;
- более высокий КПД компрессора и турбины (более низкие скорости потока) в том числе и за счет снижения механических потерь.

Однако ДСН, несмотря на большой первоначальный интерес, получила очень ограниченное применение и в судовых условиях фактически не применяется. Это связано с тем, что степени повышения давления при использовании ДСН находились в диапазоне от 4 до 6, т. е. в пределах близких к достигнутым при одноступенчатом наддуве, и сопровождалась увеличением объема и массы системы наддува.

Фирма АВВ произвела сравнение одно- и двухступенчатых систем наддува на основе качественного параметра (значение взвешенной функции) в зависимости от степени повышения давления наддува. Этот параметр оценивается с использованием следующих критериев: назначение установки, характеристики турбокомпрессора (КПД, пропускная способность, ширина характеристика, гибкость согласования и т. д.) надежность и долговечность, габаритные размеры, удобства обслуживания и т. д.

По результатам такой оценки фирмой АВВ сделаны следующие выводы:

- одноступенчатый турбокомпрессор является оптимальным решением для давлений наддува $P_{\kappa} = 5...6$ МПа как по термодинамическим, так и по эксплуатационным требованиям;
- ДСН с двумя свободными турбокомпрессорами целесообразно применять для $\pi_{\kappa} > 6$ [5].

Очевидно, что в ближайшей перспективе следует ожидать появления новых поколений ДВС, оснащённых высокоэффективными одноступенчатыми компрессорами с $\pi_{\kappa} = 5...6$, что приведёт к заметному повышению T_{κ} до 470...530 К (200...260 °С). Значения этих температур воздуха соизмеримы с температурой отходящих газов МОД. В отличие от уходящих газов, глубина утилизации теплоты которых ограничена довольно высоким уровнем температур (около 160 °С), исключая опасность высокотемпературной сернистой коррозии теплообменных поверхностей утилизационных котлов (УК), в случае надувочного воздуха снижения его температуры всегда желательна, поскольку улучшаются условия работы цилиндрико-поршневой группы (ЦПГ) с точки зрения механических и термических напряжений. Степень же снижения T_{κ} всецело определяется величиной T_{36} .

Одной из величин, позволяющих качественно воздействовать на процессы, происходящие в цилиндре двигателя, является температура надувочного воздуха перед впускными органами в цилиндры T_5 , величина которой зависит от π_{κ} , КПД компрессора η_{κ} , турбины η_t и ТК в целом $\pi_{\text{ТК}}$, а также от эффективности его охлаждения.

В течение эксплуатации судна меняются атмосферные условия. В зависимости от времени года, суток и климатических условий района плавания имеют место колебания температур наружного воздуха $T_{нв}$ и забортной воды T_{36} .

По данным [6], для морских судов с неограниченным районом плавания (с учётом эксплуатации в тропиках) расчётная температура наружного воздуха составляет $T_{нв} = 307$ К (34 °С) и температура забортной воды $T_{36} = 303$ К (30 °С). При эксплуатации судов в таких специфических районах плавания, как Красное море и Аденский залив, район Тихого океана и западного побережья Северной Америки (от 10 до 40° северной широты и от 35 до 120° западной долготы), Мексиканский залив – $T_{нв} = 313$ К (40 °С) и $T_{36} = 305$ К (32 °С).

Мощность судового дизеля имеет строго оговорённую заводом-изготовителем номинальную мощность и связанные с ней режимные показатели, соблюдение которых теоретически обеспечивает их надёжную и экономичную работу.

Обычно за номинальную принимают мощность MCR (Maximum Continuous Rating), полученную на стенде завода-изготовителя при номинальной частоте вращения коленчатого вала и определённых стандартных атмосферных условиях испытаний. Увеличение $T_{нв}$ и T_{36}

приводит, при той же подаче топлива, к снижению эксплуатационной мощности дизеля, составляющей для ГД 80...90 % от MCR на 5...7 %, из-за уменьшения массы воздушного заряда цилиндров и ухудшения протекания рабочего процесса. Поддержание номинальной частоты вращения вала дизеля всережимным регулятором в этом случае может привести к его тепловой перегрузке [7].

При повышенных значениях $T_{нв}$ и $T_{зв}$ штатные системы водяного охлаждения наддувочного воздуха не в состоянии обеспечить поддержание T_s на требуемом уровне: 310...325 К и ниже [8]. Это приводит к росту температуры отходящих газов и соответствующих потерь теплоты, ухудшению экологических показателей работы дизеля.

Данные фирмы «MAN B&W» показывают, что увеличение $T_{нв}$ на входе судовых дизелей на 10 К приводит к росту температуры отходящих газов после утилизационной турбины T_t приблизительно на 16 К [2]. Увеличиваются также потери с охлаждающей двигателя водой и, в конечном счёте, падает топливная экономичность двигателей. По [2; 3; 9], каждые 10 К повышения $T_{нв}$ на входе приводит к снижению эффективного КПД двигателя η_e на 0,2...0,7 % и соответствующему росту увеличения удельного эффективного расхода топлива b_e , а по данным фирмы «MAN B&W», увеличение на 10 К $T_{зв}$ на входе в охладитель наддувочного воздуха (ОНВ) судовых МОД приводит к росту b_e на 0,6 % [2; 3].

Такое ошутимое влияние $T_{нв}$ и $T_{зв}$ свидетельствует о том, что при расчётах систем воздухообеспечения и систем утилизации, использующих теплоту наддувочного воздуха после компрессоров T_k и теплоту отходящих газов, необходимо учитывать это явление.

Цель работы – исследование влияния $T_{нв}$ и $T_{зв}$ на основные показатели работы судовых дизелей и получение аналитических зависимостей для определения T_s в зависимости от различных факторов.

Изложение основного материала. Известно, что температура воздуха после К ТК определяется по формуле

$$T_k = T_n \left(1 + \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\eta_k} \right), \quad (1)$$

где T_n – температура воздуха перед компрессором турбонаддувочного агрегата (К).

Величина T_n зависит от $T_{нв}$ и способа его подачи к К ТК.

В современных судовых ДЭУ применяются две схемы забора наружного воздуха компрессорами ТК дизелей.

Если к компрессору ТК воздух подводится прямо из машинного отделения (МО), то в этом случае T_n будет больше $T_{нв}$ на величину ΔT_{ax} . Это связано с тем, что для отвода избыточной теплоты, излучаемой работающими механизмами, предусматривается подача наружного воздуха в МО вентиляторами приточной вентиляции. При этом $T_{нв}$ повышается за счёт его подогрева в вентиляторах и воздуховодах, которые проходят в машинных шахтах рядом с газоотводными трубами и дымоходами, температура поверхности которых относительно высокая и составляет примерно 50...60 °С. Температура приточного воздуха в вентиляторах и воздуховодах при этом может увеличиться не более, чем на 5 °С, т. е. $\Delta T_{ax} \leq 5K$ [10]. С другой стороны, в [10; 11] отмечается, что разность температур воздуха в МО и наружного в летний период эксплуатации по санитарным правилам допускается в пределах 5...8 °С, т. е. $T_{мо} - T_{нв} = 5...8 K$. На основании вышеприведённого можно принять, что $\Delta T_{ax} \approx 5K$ при заборе воздуха компрессорами из МО.

При заборе воздуха с палубы через воздухоприёмную шахту $T_{нв}$ повышается в приёмном воздуховоде примерно на 5 °С [11].

Таким образом, независимо от схемы подачи наружного воздуха к компрессору ТК двигателя, T_n в расчётах можно принимать на 5 °С выше $T_{нв}$, т. е. $T_n = T_{нв} + 5, K$.

Для удобства дальнейших расчётов формулу (1) логично представить в виде степенной зависимости, погрешность вычисления по которой, по сравнению с (1), составляет менее 1 %.

$$T_k = T_n \cdot \eta_k^{-0,05} \cdot \pi_k^{0,609-0,34\eta_k}, \text{ К.} \quad (2)$$

По экспериментальным данным, приведённым в [12], количественное уменьшение κ_k составляет в среднем 0,45...0,47 % в расчёте на каждые 10 К повышения T_n на всём диапазоне нагрузок двигателя от номинальной мощности N_{eH} до $0,25 N_{eH}$, а η_k уменьшается на 2...3 % при тех же условиях.

Совместное влияние изменения p_k и η_k на величину T_k можно оценить с помощью поправочного коэффициента

$$K_1 = T_n^a, \quad (3)$$

где показатель степени $a = 0,505 - 0,2\eta_k T_{нв} + 58,5\eta_k - 147,9 \cdot 10^{-4} \pi_k$,

где η_{KH} и T_{KH} соответственно КПД компрессора и степень повышения давления воздуха на номинальном режиме работы двигателя.

Тогда формула (2) с учётом (3) примет вид

$$T'_k = T_n^{1+a} \cdot \eta_k^{-0,05} \cdot \pi_k^{0,609-0,34\eta_k} \quad (4)$$

Результаты влияния изменения $T_{нв}$ от стандартной до текущей $\Delta T_k = T_{н.в.} - T_{н.в.ст.}$ в зависимости от величины π_k и η_k на величину повышения температуры наддувочного воздуха за компрессором ΔT_k , представлены на рис. 3.

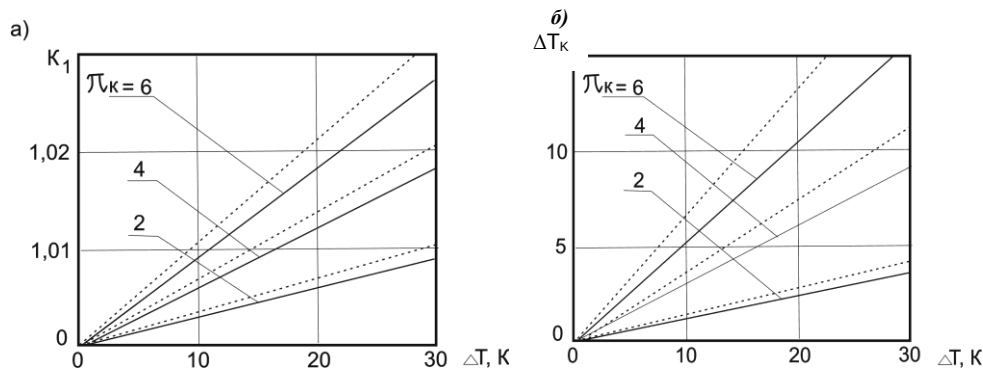


Рис. 3. Влияние изменения температуры наружного воздуха ΔT на величину K_1 (а) и $\Delta T_{к1}$, К (б) в зависимости от величины π_k и η_k

————— — $\eta_k = 0,85$, - - - - - — $\eta_k = 0,65$.

Так, при изменении $T_{нв}$ от стандартной (принимая равной 293 К) до максимальной, равной 313 К, наибольшее значение ΔT будет составлять 20 К. При таком значении ΔT для двигателей, которые эксплуатируются в настоящее время с π_k до 4, наибольшая величина K_1 будет составлять 1,012, а $\Delta T_k = 6,2$ К при $\eta_k = 0,85$ — $K_1 = 1,021$ и $\Delta T_k = 7,5$ при $\eta_k = 0,65$. Для перспективных двигателей с $\pi_k = 6$ величина K_1 может достигать 1,018, $\Delta T_k = 10,6$ К при $\eta_k = 0,85$ и $K_1 = 1,021$ и $\Delta T_k = 13$ К при $\eta_k = 0,65$.

Температуру наддувочного воздуха после ОНВ можно определить из выражения для степени охлаждения воздуха [13], которая представляет собой отношение снижения температуры воздуха в ОНВ к приращению температуры при сжатии в компрессоре

$$E_x = \frac{T'_k - T_s}{T'_k - T_n}. \quad (5)$$

В реальных двигателях E_x всегда меньше единицы и для предельно эффективной системы рекуперативного охлаждения может составлять $E_x = 0,82$, [14] обычно применяют более компактные и менее эффективные системы с $E_x = 0,7...0,8$ [13; 15].

Из выражения (5) величина T_s определится как

$T_s = T_k \cdot \left(1 - E_x \right) + T_n E_x$ или после преобразований

$$T_s = T_k' \left[1 - E_x \left(1 - \frac{T_n}{T_k'} \right) \right]. \quad (6)$$

Обозначим величину $\left[1 - E_x \left(1 - \frac{T_n}{T_k'} \right) \right] = K_{охл}$.

Коэффициент охлаждения наддувочного воздуха $K_{охл}$ зависит от T_n , T_k и E_x .

Тогда T_s может быть определена как $T_s = K_{охл} \cdot T_k'$ (7)

После многочисленных расчетов величину $K_{охл}$ можно представить в виде

$$K_{охл} = \pi_k^{0,015 \ln \pi_k - 0,38 E_x + 0,035} \eta_k^{0,53(1 - 1,1765 \eta_k) \ln \pi_k}. \quad (8)$$

Выражение [8] дает возможность оценить влияние T_n на $K_{охл}$, а значит и на T_s , однако по нему нельзя выявить влияние $T_{зв}$ на величину $K_{охл}$.

Для этого можно воспользоваться выражением для степени отдачи теплоты в ОНВ [13].

$$\sigma_{ox} = \frac{T_k' - T_s}{T_k' - T_{w1}}, \quad (9)$$

где T_{w1} – температура охлаждаемого агента (воды) на входе в ОНВ, К.

Если обозначить разницу между температурами T_n и T_{w1} через $\Delta T_{нв}$, т. е. $\Delta T_{нв} = T_n - T_{w1}$, то выражение (9) можно записать в виде

$$\sigma_{ox} = \frac{T_k' - T_s}{T_k' - T_n + \Delta T_{нв}}. \quad (10)$$

При охлаждении наддувочного воздуха в ОНВ непосредственно зобортной водой $\Delta T_{нв} = T_n - T_{зв}$. В свою очередь, $T_n = T_{нв} + \Delta T_{вх}$, а $T_{нв} = T_{зв} + 4, K$ [16]. Тогда, при принятом значении $\Delta T_{вх} = 5 K$ величина $\Delta T_{нв}$ будет составлять 9 К, т. е. $\Delta T_{нв} = 9, K$.

В центральных судовых системах охлаждения водой центральный охладитель охлаждается заборной водой, остальные пресной, температура пресной воды должна быть выше $T_{зв}$ не менее, чем на 10...12 К. Оптимальная температура пресной воды на входе в ОНВ должна находиться в весьма узком диапазоне $T_{w1} = 312...315 K$ (39...42 °C) [10]. Поэтому в данном случае T_{w1} будет больше T_n при стандартных условиях на 313-298=15К, а при эксплуатации судна при $T_{нв} = 313 K$ $\Delta T_{нв}$ будет составлять 5 К.

Таким образом в процессе эксплуатации судна величина $\Delta T_{нв}$ может колебаться от -15 до 9 К, и поэтому возникает необходимость получения выражения для определения $\Delta T_{нв}$ с учётом влияния изменения как $T_{нв}$ так и $T_{зв}$. Чтобы воспользоваться для этого выражением (8), необходимо найти связь между E_x и σ_{ox} .

Если принять, что $\sigma_{ox} = E_x \cdot K_2$, тогда можно записать

$$K_2 = \frac{\sigma_{ox}}{E_x} = \frac{T_k' - T_n}{T_k' - T_n + \Delta T_{нв}}. \quad (11)$$

Величина K_2 может быть выражена через основные показатели системы воздухообеспечения следующим образом

$$K_2 = \left[-\Delta T_{нв} (\pi_k + 1,7)^{0,65 \ln \pi_k - 3,92} \eta_k^{(1 - 1,1765 \eta_k)(0,014 \ln \pi_k - 0,034) \Delta T_{нв}} \right], \quad (12)$$

при $\Delta T_{нв} = 0$, то $K_2 = 1$ и $E_x = \sigma_{ox}$.

Величина $K'_{охл}$ определяется по выражению (8) или по зависимости

$$K'_{охл} = (1 + 0,0024 \Delta T_{нв}) \pi_k^{0,015 \ln \pi_k - 0,38 E_x + 0,035} \eta_k^{0,53(1-1,1765 \eta_k) \ln \pi_k} \quad (13)$$

Температура T_s с учётом влияния $T_{нв}$ и $T_{зв}$ и может быть определена из выражения

$$T'_s = T'_k \cdot K'_{охл} = (1 + 0,0024 \Delta T_{нв}) T_n^{1+a} \pi_k^{0,015 \ln \pi_k - 0,38 E_x - 0,34 \eta_k + 0,644} \eta_k^{0,53(1-1,1765 \eta_k) \ln \pi_k - 0,05} \quad (14)$$

Выводы. В результате проведённого исследования получены аналитические выражения, которые позволяют определить температуру наддувочного воздуха перед входом в цилиндры двигателя T_s с учётом влияния изменения как температуры наружного воздуха $T_{нв}$, так и забортной воды $T_{зв}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Обозов А.А.. Номографический метод оценки эффективности функционирования турбокомпрессоров судовых дизелей // Двигателестроение. – 2007. – № 2 (228). – С. 37, 41.
2. Project Guide Two-stroke Engines M.C. Programme. – Vol. 1. – Copenhagen, 1986.
3. Wartsila VASA. Project Guide for marine applications: Wartsila Diesel 0 y. – Turku, Finland, 1994. – 135 p.
4. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 353 с.
5. Циплѐнкін Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А. Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе СИМАС 2007 // Двигателестроение. – 2008. – № 1 (231). – С. 26, 30.
6. Хордас Г.С. Расчёты общесудовых систем: Справочник. – Л.: «Судостроение», 1983. – 440 с.
7. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.
8. Радченко Р.М., Сирота О.А., Красильщиков С.О., Радченко М.І. Підвищення ефективності судових абсорбційних холодильних машин // Наукові праці МДГУ ім. Петра Могили. Серія «Техногенна безпека». – 2008. – № 64 (77). – С. 19-26.
9. <http://www.manbw.com/files/news/files/757/large%20diesel1%20engines.pdf> –Very large Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, 2001. – 12 p. (5510-005. 00pr low).
10. Овсянников М.К, Петухов В.А. Судовые дизельные установки: Справочник. – Л.: «Судостроение», 1986. – 423 с.
11. Козлов В.И. Судовые энергетические установки. – Л.: «Судостроение», 1975. – 480 с.
12. Брук М.А., Вискман А.С., Левин Г.Х. Работа дизеля в нестационарных условиях. – Л.: «Машиностроение», 1981. – 208 с.
13. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: «Машиностроение», 1983. – 372 с.
14. Мошенцев Ю.Л., Тимошевський Б.Г., Бао В.Д. Охлаждение наддувочного воздуха с использованием воздушной холодильной машины // Авиационно-космическая техника и технология. – 2001. Вып. 23. – С. 90, 92.
15. Гольтраф И.С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. – Л.: «Судостроение», 1967. – 140 с.
16. Андреев Л.М., Захаров Ю.В., Колосов О.К., Лаханин В.В., Сирота А.А. Средние статистические температуры атмосферного воздуха и забортной воды на основных направлениях плавания судов из Чёрного моря // Судостроение и морские сооружения. – 1971, выпуск 15. – С. 67, 71.

Рецензенти: д.т.н., професор Тимошевський Б.Г.,
к.т.н., доцент Моря А.О.

© Сирота А.А., 2009

Стаття надійшла до редколегії 29.05.09.