DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-72-82
УДК 621.43.018.7:536.8

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ 7S50MC ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ УПРАВЛЕНИИ РАСХОДОМ ВОЗДУХА

В. Л. Конюков

Керченский государственный морской технологический университет,
Керчь, Российская Федерация

Выполнен теоретический анализ эксплуатационных показателей судового двухтактного дизеля, работающего по винтовой характеристике, в широком диапазоне режимов. Снижение нагрузки дизеля вызывает уменьшение коэффициента избытка воздуха для горения, что является характерным для двухтактных дизелей с относительно высоким давлением наддува. Для управления расходом воздуха предлагается использовать регулируемый сопловой аппарат в составе турбины турбонаддувочного агрегата. При изменении угла установки лопаток регулируемого соплового аппарата путем их поворота проводилось воздействие на характеристики турбины, компрессора и на эксплуатационные показатели дизеля соответственно. С уменьшением угла установки лопаток соплового аппарата снижается эффективная площадь проходного сечения турбины турбонаддувочного агрегата. Это вызывает увеличение давления газа перед турбиной и, как следствие, повышение мощности турбины и компрессора. При этом возрастают давление наддува и располагаемая работа воздушного заряда цилиндра. Двигатель работает с большим коэффициентом избытка воздуха для горения и повышенной экономичностью. Приведены результаты сравнительного анализа эксплуатационных показателей дизеля, вызванных поворотом лопаток регулируемого соплового аппарата и исходного варианта, в котором угол установки лопаток соплового аппарата оставался неизменным. Угол поворота лопаток соплового аппарата подбирался таким образом, чтобы обеспечить неизменным коэффициент избытка воздуха для горения на всех исследуемых режимах работы дизеля. Проведенные исследования подтвердили заметное улучшение эксплуатационных показателей двухтактного дизеля на режимах долевых нагрузок при использовании регулируемого соплового аппарата турбонаддувочного агрегата.

Ключевые слова: дизель, турбонаддувочный агрегат, регулируемый сопловой аппарат, поворотные лопатки соплового аппарата, угол установки лопаток, параметры рабочего тела, эксплуатационные показатели.

Для цитирования: *Конюков В. Л.* Анализ эксплуатационных характеристик дизеля 7S50MC при непосредственном управлении расходом воздуха // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2020. № 1. С. 72–82. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-72-82.

Введение

В судовых дизелях в системах воздухоснабжения в отличие от системы топливоподачи обычно не предусматривается возможность непосредственного управления расходом воздуха. Таким образом, процессы очистки, зарядки цилиндров на различных режимах изменяются вследствие внутренних связей между этими процессами. Степень согласованности этих изменений с подачей топлива и частотой вращения зависит от эксплуатационных факторов и оказывает существенное влияние на технико-эксплуатационные показатели и надежность дизеля. Для обеспечения повышенной экономичности и снижения тепловых нагрузок с целью увеличения ресурса судовые дизели проектируются на относительно большие коэффициенты избытка воздуха для горения [1].

Характерной особенностью работы турбонаддувочного агрегата (ТНА) судового дизеля является тот факт, что через проточную часть турбины, как правило, проходит весь газ, поступающий в выпускной ресивер дизеля. Изменение площади проходного сечения проточной части турбины вызывает изменение параметров газа, и прежде всего давления, перед турбиной. Регулирование давления наддува дизеля со стороны турбины считается наиболее эффективным процессом управления расходом воздуха. Интенсивные работы по исследованию таких систем ведутся фирмами «Митсубиси» (Япония), «Гаррет» (США), «ККК» (Германия), российскими организациями [2].

Поршневые двигатели внутреннего сгорания очень чувствительны к изменениям характеристик элементов его газовоздушного тракта, что заметно отражается на эксплуатационных показателях двигателя [3].

Одним из наиболее эффективных способов воздействия на характеристики турбины ТНА является использование регулируемого соплового аппарата (РСА), который представляет собой кольцевую турбинную решетку с поворотными лопатками, соединенными с механизмом их поворота [4, 5]. При изменении угла установки лопаток соплового аппарата в процессе их поворота меняется площадь проходного сечения, что приводит, прежде всего, к изменению параметров газа перед турбиной. С изменением давления и температуры газа перед турбиной меняется ее мощность, это вызывает изменение мощности компрессора, расхода и давления наддувочного воздуха и, как следствие, изменение коэффициента избытка воздуха для горения топлива [6, 7]. Таким образом, при повороте лопаток соплового аппарата турбины дизель переходит на новые эксплуатационные показатели. Следует отметить, что каждый дизель по-своему будет реагировать на поворот лопаток соплового аппарата [8].

При работе судового дизеля на гребной винт его эксплуатационные показатели подвержены одновременному влиянию двух переменных параметров – подачи топлива и частоты вращения. С уменьшением частоты вращения при умеренном давлении наддува ($p_{s\ \text{ном}} < 0{,}2$ МПа) интенсивность снижения подачи топлива ($h_a\,\eta_\text{н} \sim n^2 / \eta_e$) превышает темп уменьшения подачи воздуха ($\rho_s\eta_\text{н}$), и коэффициент избытка воздуха при горении α возрастает. При повышенном давлении наддува ($p_{s\ \text{ном}} > 0{,}2$ МПа) увеличение α возможно лишь на режимах малого хода, а в области $0{,}5 < \bar{n} < 1{,}0$ отмечается снижение α [1].

Целью настоящей работы является анализ эксплуатационных параметров двухтактного дизеля на долевых нагрузках при поддержании постоянного коэффициента избытка воздуха для горения.

Методы и материалы исследования

Объектом исследования в предлагаемой работе является судовой двухтактный дизель с газотурбинным наддувом 7S50MC, который используется в качестве главного двигателя на морских судах. Номинальные характеристики дизеля: эффективная мощность – 10 010 кВт; число цилиндров – 7; частота вращения коленчатого вала – 130 об/мин; диаметр поршня – 0,5 м; ход поршня – 1,91 м; давление наддува – 0,37 МПа.

Исследования проводились теоретически по методике, разработанной кафедрой судовых энергетических установок Керченского государственного морского технологического университета. Для проверки точности разработанной методики использовались результаты заводских испытаний дизеля 7S50MC в диапазоне мощностей от 110 до 25 %. Характеристики, полученные в результате теоретического исследования, проиллюстрировали полное соответствие экспериментальным результатам, полученным при заводских испытаниях дизеля. В процессе исследований предполагалось, что дизель работает по винтовой характеристике.

Разработанная методика позволяет методом последовательных приближений получить зависимости эксплуатационных показателей дизеля в исходном варианте и в варианте с поворотными лопатками соплового аппарата от нагрузки двигателя. Связь между параметрами рабочего процесса дизеля в исходном варианте и в варианте после поворота лопаток РСА на угол θ устанавливается соотношением [9]

$$\theta = \alpha_{10} - \arcsin\left[\sin\alpha_{10}\,\frac{N_e g_e \alpha \varphi_a}{N_{e0} g_{e0} \alpha_0 \varphi_{a0}}\left(\frac{p_{t0}}{p_t}\right)^{\frac{n-1}{n}}\sqrt{\frac{T_t}{T_{t0}}}\sqrt{\frac{1-\left(\frac{p_{20}}{p_{t0}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1-\left(\frac{p_2}{p_t}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}\right], \qquad (1)$$

где α_{10} – угол выхода газа из соплового аппарата для исходного варианта; N_e – эффективная мощность дизеля; g_e – удельный эффективный расход топлива; α – коэффициент избытка воздуха при горении; φ_a – коэффициент продувки; p_t, T_t – давление и температура газа на входе в турбину; p_2 – давление газа за турбиной; n – показатель условного политропного процесса расши-

рения газа в турбине. Параметры исходного варианта (без использования РСА) дополнительно обозначены индексом 0.

В качестве параметра приближения можно принять любой эксплуатационный параметр дизеля, входящий в выражение (1). Большое влияние на эксплуатационные характеристики дизеля, прежде всего на его экономичность и напряженность, оказывает коэффициент избытка воздуха для горения, поэтому этот показатель был принят в качестве параметра приближения. С целью определенности проводимых исследований принят неизменным коэффициент избытка воздуха для горения на всех рассматриваемых режимах работы дизеля, соответствующий номинальному режиму $\overline{N}_e$ = 1,0. Относительная мощность дизеля определялась по выражению $\overline{N}_e = N_e / N_{e0}$, где N_e – эффективная мощность дизеля на режиме долевой нагрузки, N_{e0} – эффективная мощность дизеля на номинальном режиме.

В процессе исследований предполагалось, что поворот лопаток РСА реализуется в диапазоне нагрузок от 100 до 25 %. Поворот лопаток РСА в сторону уменьшения угла их установки за пределами указанного диапазона приводит либо к резкому снижению КПД турбины, либо к существенному повышению напряженности дизеля.

Исследования дизеля в диапазоне режимов относительной мощности $\overline{N}_e = N_e / N_{e0}$ от 0,25 до 1,0 при неподвижных лопатках соплового аппарата подтвердили понижение коэффициента избытка воздуха для горения с уменьшением мощности (рис. 1).

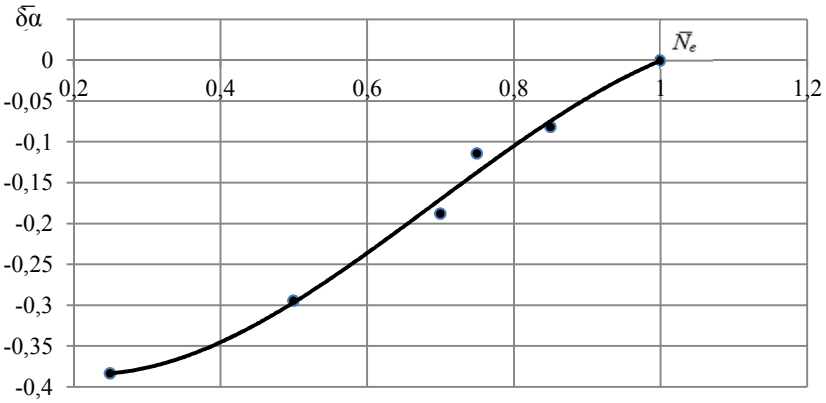

Рис. 1. Относительное изменение коэффициента избытка воздуха при горении в зависимости от нагрузки дизеля

Уменьшение относительной мощности от 1,0 до 0,25 приводит к снижению α на 38 %. Такой характер изменения коэффициента избытка воздуха для горения можно объяснить, анализируя соотношение сомножителей, входящих в уравнение

$$\alpha = \alpha_0 \frac{\eta_н p_s T_{s0} \eta_e}{\eta_{н0} p_{s0} T_s \eta_{e0}} \left(\frac{n_0}{n} \right)^2, \qquad (2)$$

где p_s, T_s – давление и температура воздуха на входе в цилиндр дизеля.

Изменения сомножителей выражения (2) в зависимости от нагрузки дизеля представлены на рис. 2. Сомножители были сгруппированы в виде безразмерных комплексов $B_1 = (n_0 / n)^2$, $B_2 = T_{s0} / T_s$, $B_3 = \eta_н / \eta_{н0}$, $B_4 = \eta_e / \eta_{e0}$, $B_5 = p_s / p_{s0}$. Исследования подтвердили, что для данного дизеля в диапазоне режимов относительной мощности от 0,25 до 1,0 – величина $(\eta_н p_s \eta_e) / (\eta_{н0} p_{s0} \eta_{e0})$ превышает отношение $(n_0 / n)^2$.

В дизелях с газотурбинным наддувом повышение давления воздуха перед впускными органами цилиндра осуществляется за счет энергии газа, отработавшего в цилиндре. Чем выше степень форсировки дизеля по наддуву, тем большая доля энергии газов, отработавших в цилиндрах, используется в турбонаддувочном агрегате для повышения давления воздушного заряда. При этом повышается располагаемая работа воздушного заряда цилиндра, увеличивается давление рабочего тела по всему газовоздушному тракту дизеля, что приводит к увеличению его среднего эффективного давления и, следовательно, мощности и КПД. Повышение давления наддува дизеля на номинальном режиме ограничивается показателями его напряженности и надежности. Одна из основных

особенностей работы дизеля по винтовым характеристикам – быстрое падение мощности при снижении числа оборотов. Таким образом, уменьшение угла установки лопаток РСА в результате их поворота на режимах долевых нагрузок способствует повышению экономичности дизеля.

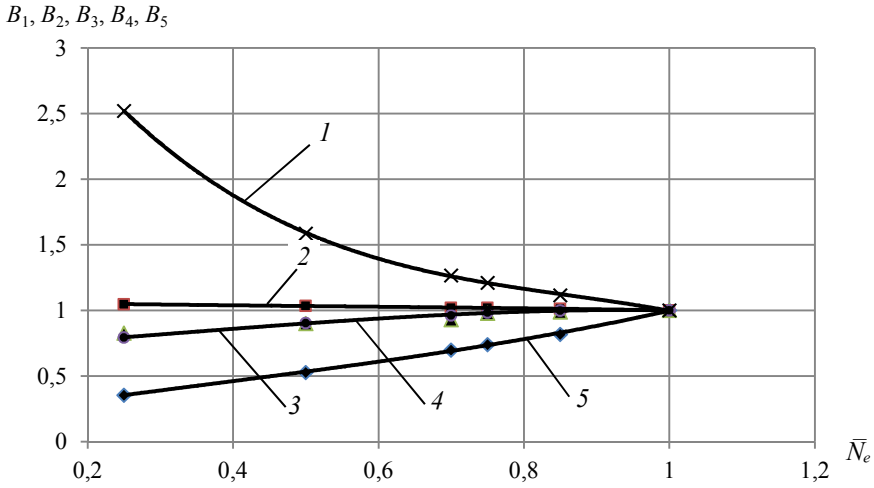

Рис. 2. Изменение сомножителей выражения (2) в зависимости от нагрузки дизеля:

$$1-\left(\frac{n_0}{n}\right)^2;\quad 2-\frac{T_{s0}}{T_s};\quad 3-\frac{\eta_н}{\eta_{н0}};\quad 4-\frac{\eta_e}{\eta_{e0}};\quad 5-\frac{p_s}{p_{s0}}$$

Для указанного диапазона изменения мощности дизеля угол поворота лопаток соплового аппарата, вычисленный по выражению (1) для угла выхода на номинальном режиме 18 град, составил 5,4 град, что соответствовало $\overline{N}_e$ = 0,25. Зависимость угла поворота лопаток соплового аппарата для обеспечения постоянного коэффициента избытка воздуха при горении от нагрузки дизеля приведена на рис. 3.

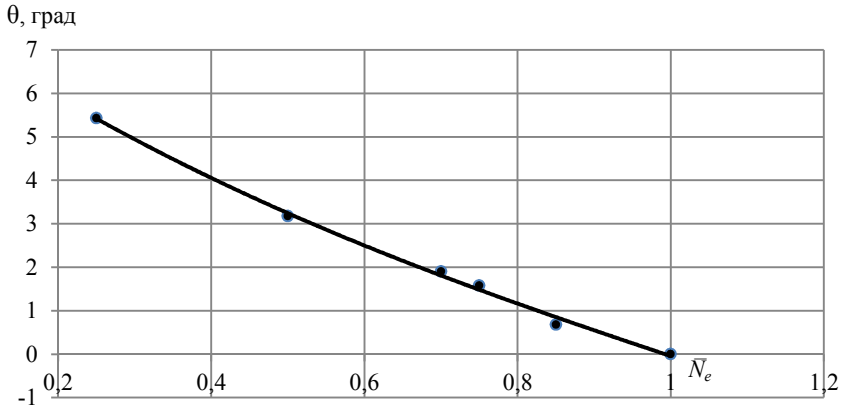

Рис. 3. Зависимость угла поворота лопаток соплового аппарата ТНА для обеспечения α = const от нагрузки дизеля

Уменьшение эффективной площади проходного сечения турбины при понижении угла выхода из соплового аппарата приводит к увеличению давления перед турбиной. Это вызывает повышение мощности турбины и, как следствие, мощности компрессора, а также увеличение давления наддува и максимального давления цикла. На рис. 4 приведены графики относительного изменения давления перед турбиной, давления наддува и максимального давления по циклу в зависимости от нагрузки дизеля для вариантов с неподвижными лопатками соплового аппарата и с поворотными лопатками, обеспечивающими α = const.

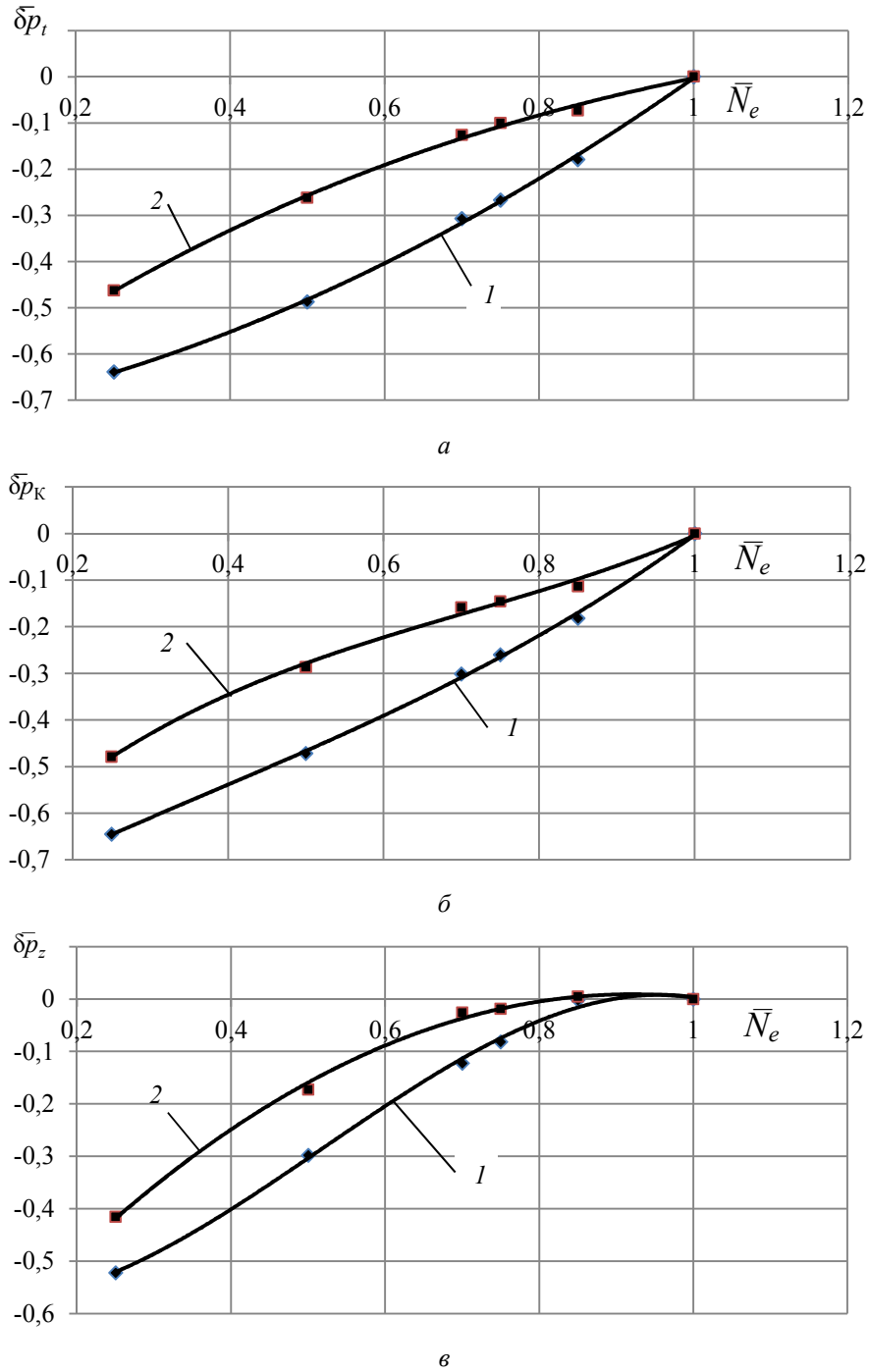

Рис. 4. Относительное изменение давления по циклу дизеля
в зависимости от нагрузки (*1* – исходный вариант; *2* – α = const):
а – перед турбиной; *б* – на входе в цилиндр; *в* – максимального по циклу

Относительное изменение давления определялось по выражению

$$\bar{\delta}p = \frac{p - p_0}{p_0},$$

где p_0 – давление на режиме полной мощности $\bar{N}_e = 1{,}0$.

Относительное изменение давления наддува практически идентично относительному изменению давления перед турбиной. Это вызвано тем, что расход газа через турбину практически равен расходу воздуха через компрессор. При этом и максимальное давление цикла изменяется аналогично, но с каким-то коэффициентом пропорциональности.

Изменение давления газа перед турбиной вызывает изменение ее располагаемой работы и, следовательно, мощности турбины. На рис. 5 приведены зависимости относительного изменения удельной мощности турбины от нагрузки дизеля для варианта с неподвижными лопатками соплового аппарата и варианта с поворотными лопатками (α = const). Здесь удельная мощность турбины вычислялась как отношение мощности газовой турбины ТНА к индикаторной мощности дизеля.

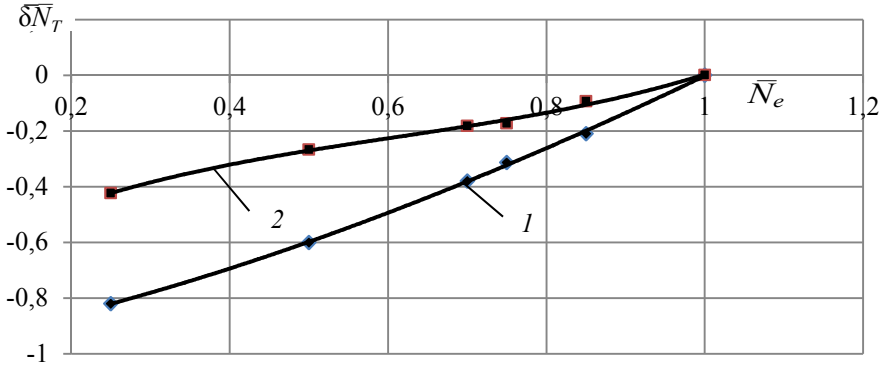

Рис. 5. Относительное изменение удельной мощности турбины
в зависимости от нагрузки дизеля: *1* – исходный вариант; *2* – α = const

Согласно рис. 5 в варианте с постоянным коэффициентом избытка воздуха при горении мощность турбины при изменении нагрузки дизеля изменяется менее интенсивно, оставаясь более высокой по сравнению с исходным вариантом. Такая зависимость позволяет повысить экономичность и приемистость дизеля на долевых нагрузках.

Зависимости относительного удельного эффективного расхода топлива от нагрузки дизеля для исходного варианта и варианта α = const приведены на рис. 6.

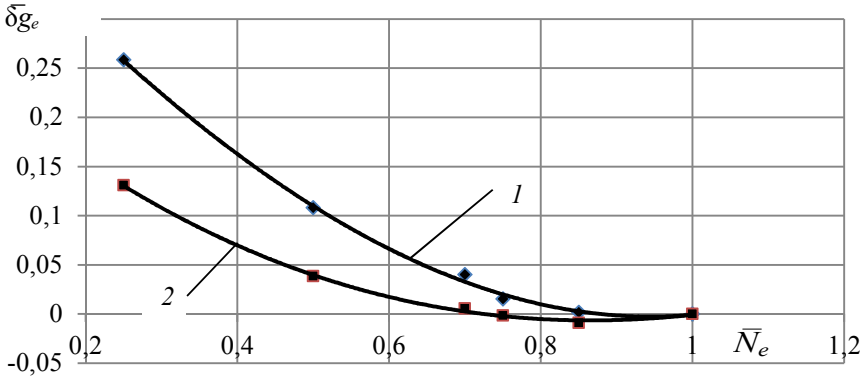

Рис. 6. Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива
в зависимости от нагрузки дизеля: *1* – исходный вариант; *2* – α = const

Относительный удельный эффективный расход топлива определялся по выражению

$$\overline{\delta g}_e = \frac{g_e - g_{e0}}{g_{e0}},$$

где g_{e0} – удельный эффективный расход топлива на режиме полной мощности $\overline{N}_e$ = 1,0.

В варианте с поворотными лопатками, обеспечивающими неизменность коэффициента избытка воздуха для горения α = const, интенсивность изменения удельного эффективного расхода топлива при уменьшении нагрузки дизеля ниже, чем в исходном варианте. Так, при $\overline{N}_e$ = 0,5 относительная экономия топлива составляет ~ 6 %. Следует отметить, что в варианте с поворотными лопатками РСА при уменьшении их угла установки минимальное значение g_e смещается в сторону меньших нагрузок.

Обеспечение α = const на долевых нагрузках дизеля приводит к повышению воздушного заряда цилиндра по сравнению с исходным вариантом. Сгорание топлива в большем количестве воздуха вызывает увеличение расхода газа через турбину.

На рис. 7 приведены зависимости относительного изменения расхода газа в исходном варианте и в варианте α = const.

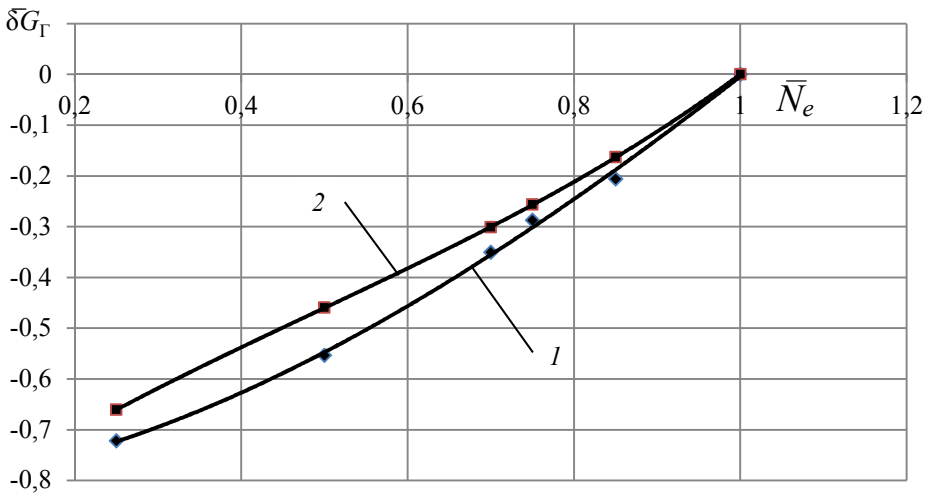

Рис. 7. Относительное изменение расхода газа через турбину
в зависимости от нагрузки дизеля: *1* – исходный вариант; *2* – α = const

На режиме $\bar{N}_e$ = 0,5 расход газа через турбину в варианте с поворотными лопатками увеличивается на 10 % по сравнению с исходным вариантом, при этом относительное повышение мощности турбины ТНА составляет 33,4 %. Таким образом, повышенная мощность турбины и компрессора ТНА соответственно, вызванная поворотом лопаток соплового аппарата турбины, расходуется в большей степени на повышение давления наддува.

Снижение коэффициента избытка воздуха при горении приводит к повышению температуры продуктов его сгорания. На рис. 8 представлены зависимости относительного изменения максимальной температуры рабочего тела в зависимости от нагрузки дизеля для исходного варианта и варианта с поворотными лопатками соплового аппарата турбины ТНА.

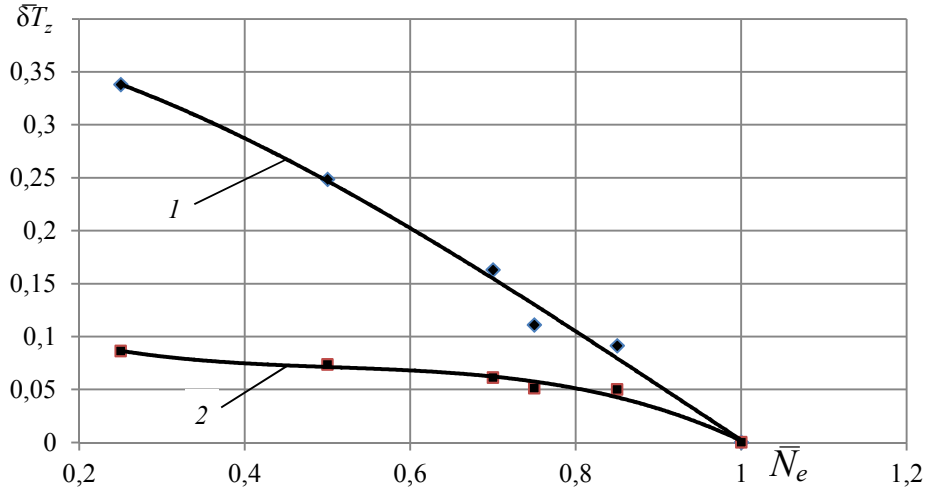

Рис. 8. Относительное изменение максимальной температуры цикла
в зависимости от нагрузки дизеля: *1* – исходный вариант; *2* – α = const

Уменьшение мощности дизеля до $\bar{N}_e$ = 0,5 приводит к повышению T_z на 25 %, в то время как коэффициент избытка воздуха для горения понижается почти на 30 %.

Поддержание постоянного коэффициента избытка воздуха для горения на долевых режимах не обеспечивает неизменность T_z на этих режимах. При $\bar{N}_e$ = 0,5 максимальная температура цикла увеличивается на 7,4 % относительно режима полной нагрузки. Увеличение T_z можно объяснить ростом степени повышения давления в цилиндре на долевых режимах (рис. 9) более быстрым процессом горения топлива относительно скорости перемещения поршня в цилиндре, т. к. с уменьшением мощности снижается частота вращения коленчатого вала.

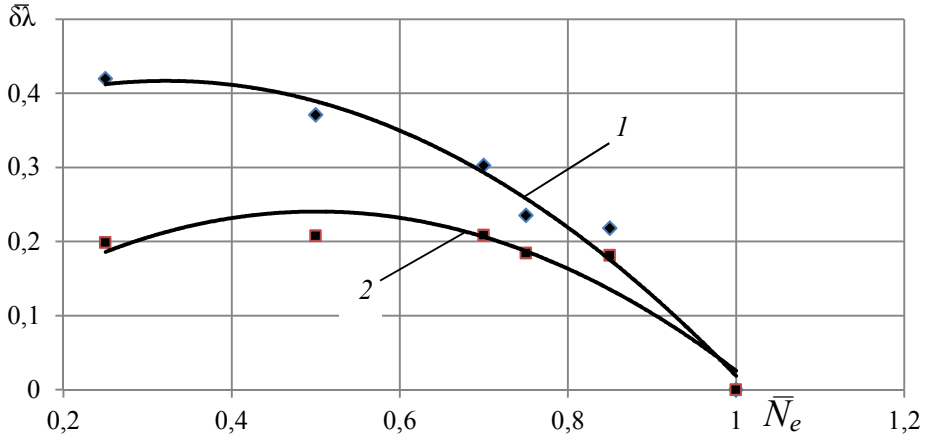

Рис. 9. Относительная степень повышения давления цикла дизеля в зависимости от нагрузки: *1* – исходный вариант; *2* – α = const

Увеличение располагаемой работы турбины при уменьшении угла выхода потока из соплового аппарата приводит к повышению степени расширения газа в турбине, т. к. для конкретной нагрузки дизеля давление газа перед турбиной растет, а за турбиной практически не изменяется. Увеличение степени понижения давления газа в турбине приводит к изменению температуры рабочего тела по проточной части турбины. На рис. 10 проиллюстрировано относительное изменение температуры газа за турбиной в зависимости от нагрузки дизеля.

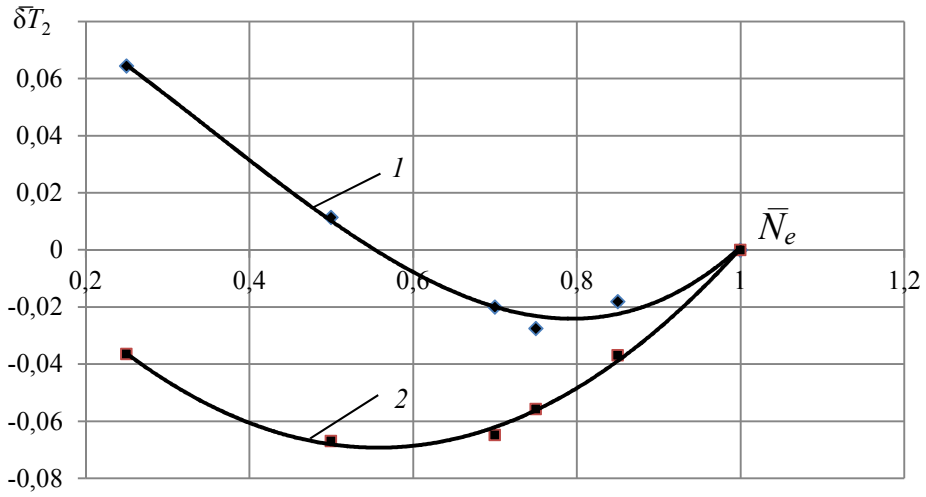

Рис. 10. Относительное изменение температуры газа за турбиной в зависимости от нагрузки дизеля: *1* – исходный вариант; *2* – α = const

Согласно графикам в исходном варианте минимальная температура газа за турбиной соответствует нагрузке дизеля $\bar{N}_e$ = 0,75, а в варианте α = const на долевых режимах – $\bar{N}_e$ = 0,5. Этим можно объяснить смещение наиболее экономичного режима в варианте с поворотными лопатками в область меньших нагрузок дизеля (см. рис. 6).

Результаты исследования и их обсуждение

Дизель 7S50MC относится к двигателям с высокой степенью форсировки по наддуву, давление наддува которого составляет 0,37 МПа. При работе по винтовой характеристике уменьшение относительной мощности дизеля от $\overline{N}_e$, равной от 1,0 до 0,25, приводит к уменьшению коэффициента избытка воздуха для горения на 38 %. Это вызвано, прежде всего, интенсивным снижением давления наддува дизеля на режимах долевых нагрузок относительно давления наддува номинального режима. Полученные результаты соответствуют данным, приведенным в работе [1].

Использование в турбине турбонаддувочного агрегата РСА позволяет управлять расходом воздуха. При этом изменяется коэффициент избытка воздуха при горении и, соответственно, параметры рабочего тела по циклу дизеля. В настоящей работе выполнены исследования режимов долевых нагрузок с одним и тем же коэффициентом избытка воздуха при горении, значение которого соответствовало режиму номинальной мощности. Путем поворота лопаток РСА коэффициент избытка воздуха при горении можно изменять в широком диапазоне, изменяя при этом эксплуатационные показатели дизеля. Назначенные значения коэффициента избытка воздуха при горении ограничены минимальным углом выхода газа из РСА, который должен быть более 8 град, и критическими режимами в проточной части турбины, которые вызывают резкое снижение ее КПД. Указанные условия в проведенных исследованиях были выполнены.

Балансовые исследования дизеля подтвердили снижение потерь тепловой энергии с отработавшими газами и охлаждающей водой. При нагрузке дизеля 50 % потеря энергии с отработавшими газами, вызванная поворотом лопаток РСА для обеспечения α = const снизилась на 4,5 %, а с охлаждающей водой – на 28 %. Это свидетельствует о переходе дизеля на более экономичный режим работы, что подтверждает снижение удельного эффективного расхода топлива по сравнению с исходным вариантом.

Заключение

В результате исследований выявлена возможность поддержания неизменного коэффициента избытка воздуха для горения двухтактного дизеля с относительно высоким давлением наддува, соответствующего номинальному режиму в диапазоне от $\overline{N}_e$, равной от 1,0 до 0,25. При этом угол установки профиля лопаток соплового аппарата уменьшился на 5,4 град, а угол потока на выходе из соплового аппарата на всех режимах был более 8 град.

Поворот лопаток в сторону уменьшения выходного угла соплового аппарата с целью поддержания неизменного коэффициента избытка воздуха для горения приводит к повышению давления газа перед турбиной и, соответственно, по всему газовоздушному тракту дизеля. Температура газа в характерных точках цикла дизеля при этом понижается по сравнению с исходным вариантом.

Поворот лопаток соплового аппарата, обеспечивающий α = const на режимах долевых нагрузок дизеля, приводит к повышению мощности турбины и, следовательно, мощности компрессора по сравнению с исходным вариантом, это вызывает увеличение расхода воздуха и степени повышения давления наддува на соответствующих режимах.

Поддержание α = const позволяет снизить удельный эффективный расход топлива на долевых режимах. При нагрузке дизеля $\overline{N}_e$ = 0,5 относительная экономия топлива составляет 6 % по сравнению с исходным вариантом.

Турбонаддувочные агрегаты с поворотными лопатками целесообразно использовать в дизельных установках, работающих в широком диапазоне режимов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П.* Эксплуатация судовых дизелей. М.: Транспорт, 1990. 344 с.

2. *Turbocharger* aftermarket Honeywell Garrett. Garrett variable geometry turbochargers: Cheshire: Honeywell U.K. LTD, 2003. 32 p.

3. *Конюков В. Л., Богатырева Е. В., Лубянко В. Н.* Анализ эксплуатационных характеристик двигателя 6ЧНСП 18/22 при различном сопротивлении выпускного тракта // Рыб. хоз-во Украины. 2013. Вып. 4. С. 40–44.

4. *Варивода О. А., Васин О. Е., Резвин Б. С.* Экономический эффект от оптимизации программы регулирования в приводных ГТУ // Газотурбинные технологии. 2001. № 4. С. 32–33.

5. *Орлин А. С.* Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
6. *Байков Б. П., Бордуков В. Г., Иванов П. В., Дейч Р. С.* Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Л.: Машиностроение, 1975. 200 с.
7. *Крутов В. И., Рыбальченко А. Г.* Регулирование турбонаддува ДВС. М.: Высш. шк., 1978. 213 с.
8. *How does Variable* Turbine Geometry Work. URL: http://paultan/ org/archives/2006/08/16/how-does-vfrbable-turbine-geometry-work/ (дата обращения: 20.08.2019).
9. *Конюков В. Л.* Влияние угла поворота лопаток регулируемого соплового аппарата турбонаддувочного агрегата дизеля на параметры газа перед турбиной // Вестн. Керчен. гос. мор. технол. ун-та. 2019. Вып. 2. С. 54–64.

Статья поступила в редакцию 31.10.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Конюков Вячеслав Леонтьевич – Россия, 298309, Керчь; Керченский государственный морской технологический университет; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры судовых энергетических установок; seykgmtu@gmail.com.

ANALYSIS OF OPERATING CHARACTERISTICS OF 7S50MC DIESEL ENGINE UNDER DIRECT AIR MANAGEMENT

V. L. Konyukov

Kerch State Maritime Technological University,
Kerch, Russian Federation

Abstract. The paper provides a theoretical analysis of the operational performance of a marine two-stroke diesel engine in a wide range of modes, operating on a helical characteristic. Reducing the diesel load causes a decrease in the coefficient of excess air for combustion, which is characteristic of two-stroke diesel engines with a relatively high boost pressure. To control the air flow rate, it is proposed to use an adjustable nozzle apparatus as part of a turbine of a turbocharger unit. Changing the angle of the blades of an adjustable nozzle apparatus by turning them, an impact was made on the characteristics of the turbine, compressor and, accordingly, on the operational performance of the diesel engine. With decreasing the angle of the blades of the nozzle apparatus, the effective passage area of the turbine of the turbo-charging unit decreases. This causes an increase in gas pressure in front of the turbine and, consequently, an increase in the power of the turbine and compressor. This increases the boost pressure and the available work of the air charge of the cylinder. The engine operates with a large excess air ratio for combustion and increased efficiency. There are presented the results of a comparative analysis of diesel performance caused by rotation of the blades of an adjustable nozzle apparatus and the initial version, in which the angle of the blades of the nozzle apparatus remained unchanged. The angle of rotation of the blades was selected in such a way as to ensure unchanged the coefficient of excess air for combustion in all the studied diesel operation modes. The studies showed a considerable improvement in the performance of a two-stroke diesel engine at shared load modes when using an adjustable nozzle apparatus of a turbo-charging unit.

Key words: diesel engine, turbocharging unit, adjustable nozzle apparatus, rotary blades of the nozzle apparatus, blade angle, working medium parameters, operational indicators.

For citation: Konyukov V. L. Analysis of operating characteristics of 7S50MC diesel engine under direct air management. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2020;1:72-82. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-72-82.

REFERENCES

1. Kamkin S. V., Voznickij I. V., Shmelev V. P. *Ekspluataciya sudovyh dizelej* [Operation of marine diesel engines]. Moscow, Transport Publ., 1990. 344 p.
2. *Turbocharger aftermarket Honeywell Garrett.* Garrett variable geometry turbochargers: Cheshire: Honeywell U.K. LTD, 2003. 32 p.
3. Konyukov V. L., Bogatyreva E. V., Lubyanko V. N. Analiz ekspluatacionnyh harakteristik dvigatelya 6ChNSP 18/22 pri razlichnom soprotivlenii vypusknogo trakta [Analysis of operational characteristics of 6ChNSP 18/22 engine under different resistance of exhaust tract]. *Rybnoe hozyajstvo Ukrainy,* 2013, iss. 4, pp. 40-44.
4. Varivoda O. A., Vasin O. E., Rezvin B. S. Ekonomicheskij effekt ot optimizacii programmy regulirovaniya v privodnyh GTU [Economic effect of optimization of regulation program in drive gas turbines]. *Gazoturbinnye tekhnologii,* 2001, no. 4, pp. 32-33.
5. Orlin A. S. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevyh i kombinirovannyh dvigatelej* [Internal combustion engines. Theory of piston and combined engines]. Pod redakciej A. S. Orlina, M. G. Kruglova. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p.
6. Bajkov B. P., Bordukov V. G., Ivanov P. V., Dejch R. S. *Turbokompressory dlya nadduva dizelej* [Turbochargers for diesel pressurizing]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1975. 200 p.
7. Krutov V. I., Rybal'chenko A. G. *Regulirovanie turbonadduva DVS* [Control of internal combustion engine turbocharging]. Moscow, Vyssh. shk., 1978. 213 p.
8. *How does Variable Turbine Geometry Work.* Available at: http://paultan/ org/archives/2006/08/16/how-does-vfrbable-turbine-geometry-work/ (accessed: 20.08.2019).
9. Konyukov V. L. Vliyanie ugla povorota lopatok reguliruemogo soplovogo apparata turbonaddu-vochnogo agregata dizelya na parametry gaza pered turbinoj [Influence of blade rotation angle of adjustable nozzle apparatus of turbocharged diesel engine on gas parameters in front of turbine]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta,* 2019, iss. 2, pp. 54-64.

The article submitted to the editors 31.10.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Konyukov Vyacheslav Leontievich – Russia, 298309, Kerch; Kerch State Maritime Technological University; Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Ship Power Plants; seykgmtu@gmail.com.