

**MATHEMATICAL DESCRIPTION OF COMBINED DIESEL ENGINE WITH
COMMON RAIL SYSTEM AS THE CONTROLLED OBJECT**

A. Prokhorenko

The article describes the derivation of the differential equations system describing the dynamics of the combined diesel units with turbocharged and common rail system. It is shown that this system of equations has the third order, or an order of magnitude greater than that of the engine without supercharger. Defined vector of independent coordinates affecting the condition of the system. Obtained as a result of mathematical model of the controlled object can be used for the synthesis of its automatic control system.

УДК 621.431

Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА
ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СКОРОСТНЫХ ГЛИССИРУЮЩИХ СУДОВ**

Предложена система управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой регистровой ступенью сжатия воздуха для дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов. Первая ступень сжатия воздуха представляет собой два турбокомпрессора, работающие параллельно, последовательно которым подключён турбокомпрессор высокого давления с малым значением момента инерции ротора. На основании расчётного моделирования стационарных и динамических внешних скоростных характеристик двигателя Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11) показано, что применение предлагаемой системы наддува позволяет добиться увеличения коэффициентов запаса двигателя по крутящему моменту и оборотам, повысить значение коэффициента избытка воздуха в период разгона двигателя и снизить общее время разгона судна.

Постановка проблемы

Условия работы главных двигателей в составе энергетических установок быстроходных судов, крейсерская скорость которых $V_{\text{суд}} = 35 \dots 50$ узлов, являются чрезвычайно сложными. Значительную часть времени эксплуатации двигателя составляют режимы динамической внешней скоростной характеристики (ВСХ), то есть при максимально возможной подаче топлива, что связано с необходимостью преодоления повышенного сопротивления воды при переходе судна с водоизмещающего на глиссирующий режим плавания, а также с совершенствованием работы по увеличению кинетической энергии двигателя и судна в целом при его разгоне. В качестве движителя таких судов используются суперкавитирующие гребные винты, работающие с частотой вращения до $2500 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$, которые приводятся двигателем через одноступенчатый редуктор, и выполняются исключительно в виде винтов фиксированного шага. Как следствие, двигатель работает с максимальной нагрузкой в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала ($800 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$, при крейсерской частоте вращения коленчатого вала $3000 \dots 3500 \text{ мин}^{-1}$), что является нетипичным не только для судовых двигателей, но и для дизельных двигателей наземных транспортных средств и вызывает существенные трудности при проектировании двигателя и его основных систем [7].

Основной тенденцией форсирования высокооборотных дизельных двигателей является повы-

шение среднего эффективного давления p_e , как правило связанное с увеличением давления наддувочного воздуха p_k до $0,3 \dots 0,4$ МПа. Повышение давления наддувочного воздуха ведет к существенному усложнению эффективного согласования характеристик лопаточных машин агрегатов наддува и поршневой части двигателя, что заключается в сложности обеспечения высокого значения общего КПД турбокомпрессора η_{TK} в широком диапазоне режимов, так как необходимо применять высоконапорные турбокомпрессоры, которые имеют более узкие диапазоны эффективной работы по расходу воздуха. Кроме этого, повышение давления наддувочного воздуха обостряет проблему инерционности системы наддува, которая проявляется в несоответствии величины p_k при работе двигателя на неустановившихся режимах работы по сравнению с соответствующими стационарными режимами [8]. Это обусловлено тем, что высоконапорные турбокомпрессоры работают при большем значении частоты вращения ротора при прочих равных условиях.

Таким образом, задача совершенствования систем газотурбинного наддува дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов при их дальнейшем форсировании по среднему эффективному давлению p_e является актуальной.

Обзор публикаций

Задача уменьшения указанных недостатков газотурбинного наддува на современных двигателях решается следующими путями: применением раз-

витого регулирования компрессора и турбины турбокомпрессора, созданием комбинированных систем наддува, созданием систем управляемого последовательного и параллельного газотурбинного наддува.

Регулирование лопаточных машин [11] позволяет существенно расширить диапазон эффективной работы турбокомпрессора, однако оно не позволяет полностью решить указанные выше проблемы газотурбинного наддува, особенно при $p_k \geq 0,25$ МПа. Так, при этом не достигается уменьшения приведенного момента инерции ротора, значение которого является определяющим для длительности процесса разгона ротора турбокомпрессора.

В ряде случаев для повышения давления наддувочного воздуха на частичных режимах и уменьшения инерционности системы воздухообеспечения транспортных двигателей применяются комбинированные системы наддува, где в качестве первой ступени сжатия применяется приводной компрессор [10] или же компрессор, который использует подпоршневое пространство двигателя [3]. Так, например, двигатель Volvo Penta D6 выпускается с двумя модификациями системы наддува: со свободным газотурбинным наддувом (двигатель Volvo Penta D6-330/DP) и с комбинированной системой (двигатель Volvo Penta D6-370/DP). Комбинированная система наддува состоит из роторнолопаточного компрессора фирмы Ogiwa и турбокомпрессора Garrett, включённых последовательно. Подобная организация системы наддува позволила увеличить на 18% максимальный крутящий момент, а также сократить время переходного процесса по сравнению с двигателем Volvo Penta D6-330/DP. Однако подобным системам наддува присущи недостатки: увеличение габаритов системы воздухообеспечения, необходимость затрат мощности на привод механического компрессора, низкий КПД механического агрегата наддува по сравнению с центробежным компрессором.

Наиболее эффективными типами систем наддува, обеспечивающими работу двигателя в широком диапазоне режимов, являются системы управляемого последовательного и параллельного газотурбинного наддува, выполненные на основе двух и более турбокомпрессоров.

Так в 2005 году фирмой BMW был представлен двигатель 535D, который оснащен системой управляемого двухступенчатого наддува [9]. Сжатие воздуха осуществляется в двух последовательно соединенных компрессорах турбокомпрессоров низкого и высокого давления, соответственно. При этом органы управления системы в газовом тракте позволяют перепускать часть отходящих газов ми-

мо турбин турбокомпрессоров высокого и низкого давления. Для уменьшения аэродинамического сопротивления на высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя компрессор турбокомпрессора высокого давления байпасируется соответствующим перепускным клапаном. Применение рассматриваемой системы наддува по сравнению с системой одноступенчатого газотурбинного наддува позволяет существенно улучшить формирование ВСХ двигателя в зонах средних и низких частот вращения коленчатого вала, а также улучшить качество протекания переходных процессов. Однако данная система наддува разработана для двигателя автотранспортного назначения и не была адаптирована для условий работы двигателя в составе энергетической установки скоростного глиссирующего судна.

Система двухступенчатого регистрового газотурбинного наддува двигателя MTU 1163 [12] позволяет добиться высоких мощностных и экономических показателей работы в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала при одновременном повышении номинального значения давления наддува. Особенность данной системы заключается в том, что сжатие воздуха осуществляется в двух параллельных ветках, каждая из которых состоит из двух ступеней сжатия соединенных последовательно. При этом в зависимости от режима одна из веток по отходящим газам и воздуху может быть отключена. Применение подобной системы наддува позволяет достигнуть значительного повышения крутящего момента в зоне малых и средних частот вращения коленчатого вала. Однако недостатком рассматриваемой системы наддува можно считать возросшие гидравлические потери вследствие усложнения конструкции газоздушного тракта двигателя. Кроме этого, оборудование подобной системой наддува двигателей со сравнительно малым рабочим объемом ($V_s < 10$ л) вызывает затруднение вследствие возникновения необходимости использования агрегатов с внешним диаметром рабочих колес лопаточных машин менее 50 мм, которые имеют более низкие значения их общего КПД.

Цель работы

Совершенствование систем газотурбинного наддува главных двигателей скоростных глиссирующих судов при их дальнейшем форсировании по среднему эффективному давлению.

Изложение основного материала

Обоснованный выбор рациональной системы наддува возможен на основе сравнения характеристики двигателя, оборудованного системами различного типа. Для глиссирующих скоростных су-

дов важнейшей является динамическая внешняя скоростная характеристика, соответствующая режиму разгона судна с максимально возможным ускорением.

Ниже приведено подобное сравнение расчётных внешних скоростных характеристик двигателя Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11), который входит в состав энергетической установки скоростного глиссирующего судна Back Cove 30 водоизмещением 5,45 т, имеющего крейсерскую скорость 35 узлов и используемого в качестве катера береговой охраны. Двигатель работает на винт фиксированного шага в диапазоне частоты вращения коленчатого вала $n_{дв} = 600 \dots 3500 \text{ мин}^{-1}$ при номинальном давлении наддувочного воздуха $p_s = 0,3 \text{ МПа}$ [7].

Приводимые расчётные характеристики получены с помощью математической модели рабочего цикла турбопоршневого дизельного двигателя Блиц-PRO [3], разработанной на кафедре ДВС НУК. Рассмотрены следующие конфигурации системы наддува:

1) Одноступенчатый газотурбинный наддув с регулированием турбокомпрессора путем изменения геометрии соплового аппарата турбины (ST_VGT).

2) Управляемый двухступенчатый газотурбинный наддув с регулированием турбокомпрессора высокого давления путем перепуска части газов мимо турбины высокого давления (VTT) [9].

3) Управляемый двухступенчатый газотурбинный наддув с первой регистровой ступенью сжатия и регулированием турбокомпрессоров путем перепуска части отходящих газов (VTT1R).

Принципиальная схема системы VTT1R представлена на рис. 1. Особенности проектирования и регулирования данной системы рассмотрены в [6].

Моделирование характеристик двигателя Volvo Penta D6 проводилось при следующих наложенных ограничениях: максимальное давление наддувочного воздуха во впускном ресивере $p_s = 302 \text{ кПа}$; максимальная скорость нарастания давления в цилиндре $dp/d\phi \leq 500 \text{ кПа/град п.к.в}$; максимальная температура газов перед турбиной $T_t = 950 \text{ К}$; минимальный коэффициент избытка воздуха на стационарных режимах работы $\alpha_{ст} = 1,25$, на динамических – $\alpha_{дин} = 1,2$; максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя $p_z \leq 15,9 \text{ МПа}$.

При моделировании каждой конфигурации двигателя использовались индивидуальные характеристики компрессоров и турбин турбокомпрессоров, которые получены на основании экспериментальных данных для серийных турбокомпрессоров путем их обработки в соответствии с мето-

диками, представленными в [4, 5].

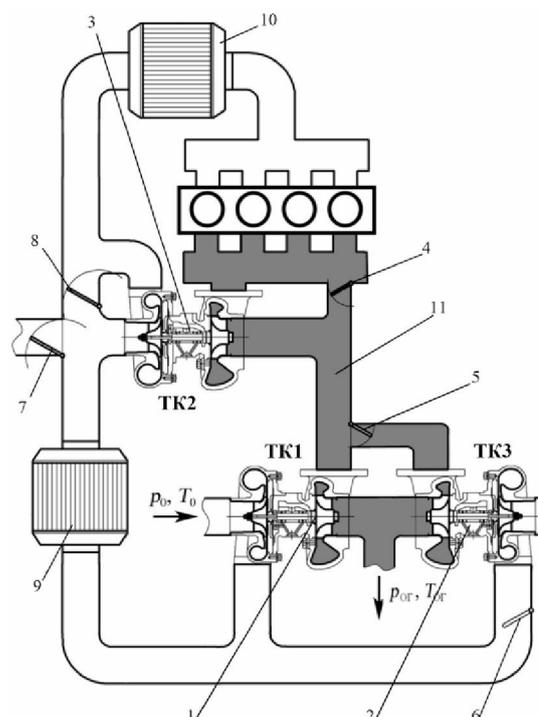


Рис. 1. Схема управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой регистровой ступенью сжатия (VTT1R) [6]:

1 – турбокомпрессор №1; 2 – турбокомпрессор №3; 3 – турбокомпрессор №2; 4 – клапан №1 перепуска ОГ мимо турбины ТК2; 5 – клапан №2 перепуска ОГ мимо турбины ТК1; 6 – клапан №3 отключения компрессора ТК3; 7 – клапан №4 отключения компрессора ТК1; 8 – клапан №5 байпасирования компрессора ТК2; 9 – ОНВ₁; 10 – ОНВ₂; 11 – промежуточный выпускной коллектор

Для каждой системы наддува были подобраны агрегаты наддува. Для системы ST_VGT выбран турбокомпрессор Garrett GT4088 (наружный диаметр колеса компрессора $D_{к2} = 88 \text{ мм}$, приведенный момент инерции ротора $I_{ТК} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). Также этот же турбокомпрессор выступает в качестве первой ступени сжатия для системы наддува VTT. В качестве второй ступени сжатия выступает турбокомпрессор, который является «гибридом», то есть состоит из компрессора с относительно малым наружным диаметром рабочего колеса и турбины с большой пропускной способностью. В результате итерационного подбора определено, что данный турбокомпрессор должен состоять из компрессора турбокомпрессора Garrett GT2052 и турбины турбокомпрессора Garrett GT3576 (наружный диаметр колеса компрессора $D_{к2} = 52 \text{ мм}$ приведенный момент инерции ротора $I_{ТК} = 1,724 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). Первой ступенью сжатия для системы наддува VTT1R выступают два турбокомпрессора Garrett GT2860R

(наружный диаметр колеса компрессора $D_{к2} = 60$ мм приведенный момент инерции ротора $I_{ТК} = 3 \cdot 10^{-5}$ кг·м²), а в качестве второй ступени выступает турбокомпрессор, который выбран для системы наддува VTT.

Динамические ВСХ двигателя Volvo Penta D6 рассчитывались в соответствии с методикой, изложенной в [1], для варианта его работы на гребной винт во время разгона глиссирующего судна с максимально возможным ускорением. Для определения мгновенного значения крутящего момента потребляемого гребным винтом на каждом шаге расчета в математическую модель двигателя Блиц-PRO добавлен модуль для расчета разгона скоростного катера с глиссирующими обводами [2]. Для этого на каждом шаге расчёта последовательно определяются текущие скорость судна, относительная поступь гребного винта, сопротивление движению судна со стороны воды, крутящий момент и упор, потребляемый и развиваемый гребным винтом, соответственно. Затем, используя основной закон динамики, определяется текущее ускорение судна и его скорость на новом временном слое.

Результаты моделирования статических и динамических характеристик двигателя представлены на рис. 2. Как видно, система наддува VTT1R позволяет существенно улучшить (по сравнению с системами наддува ST_VGT и VTT) формирование стационарной ВСХ двигателя 6ЧН 10,3/11 в зоне низких частот вращения коленчатого вала при сохранении и даже некотором улучшении топливной экономичности двигателя. Этого удалось достичь за счет того, что при частоте вращения коленчатого вала $n_{дв} < 1000$ мин⁻¹ в качестве первой ступени сжатия выступает лишь турбокомпрессор ТК1, пропускная способность турбины которого вдвое меньше пропускной способности турбины турбокомпрессора низкого давления системы наддува VTT. Как следствие давление наддувочного воздуха в ресивере двигателя достигает номинального значения $p_s = 0,3$ МПа на режиме работы по ВСХ уже при $n_{дв} = 800$ мин⁻¹.

На рис. 2,в и 2,г представлено сравнение динамических внешних скоростных характеристик.

Видно, что предлагаемая система наддува VTT1R обеспечивает существенное улучшение динамической ВСХ двигателя по сравнению с системами наддува VTT и ST_VGT в зоне средних частот вращения коленчатого вала. С применением системы наддува VTT1R, в диапазоне частоты вращения коленчатого вала $n_{дв} = 1500 \dots 2800$ мин⁻¹ удалось достигнуть существенного увеличения крутящего момента двигателя и коэффициента из-

бытка воздуха по сравнению с системой наддува VTT, что обеспечит сокращение времени разгона судна и уменьшение выбросов оксидов азота и сажи.

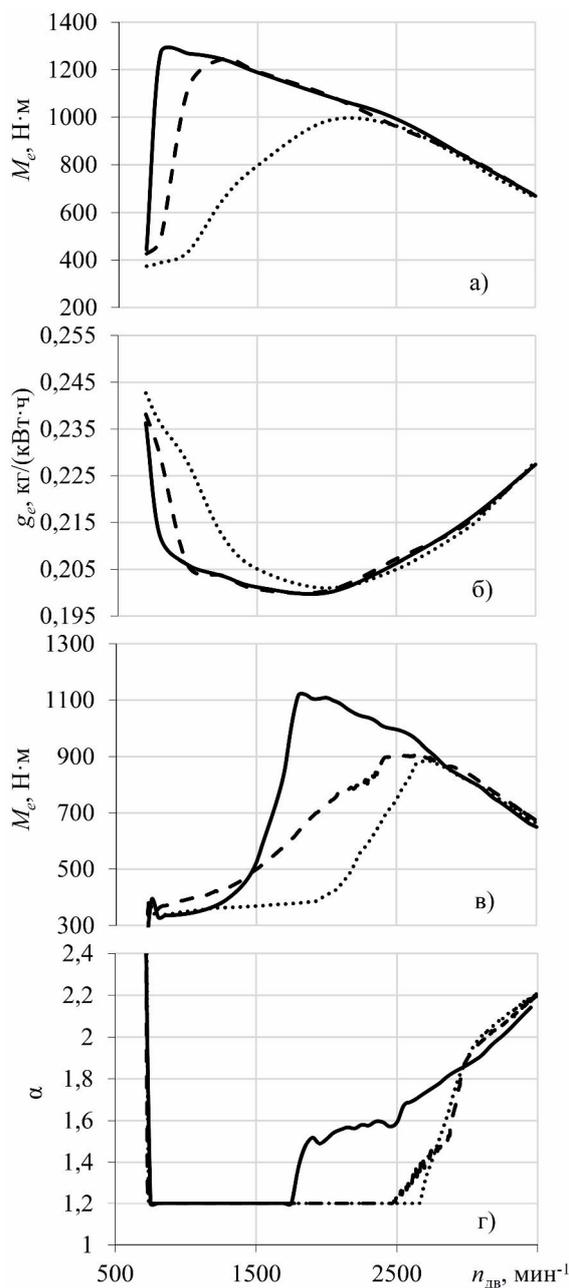


Рис. 2. Стационарные (а, б) и динамические (в, г) внешние скоростные характеристики двигателя типа 6ЧН10,3/11 с различными конфигурациями системами наддува:

..... - ST_VGT; ---- - VTT; ——— - VTT1R.

Главным образом этого удалось достичь за счет применения в составе системы наддува VTT1R двух турбокомпрессоров низкого давления, которые имеют значительно меньшие типоразмеры по сравнению с соответствующим агрегатом над-

дува системы VTT, что значительно сокращает время их раскрутки (см. рис. 3), а также за счет применения рационального алгоритма регулирования предлагаемой системы.

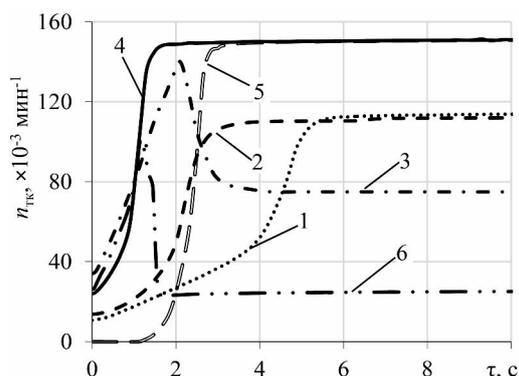


Рис. 3. Зависимости частоты вращения роторов турбокомпрессоров двигателя типа 6ЧН10,3/11 с рассматриваемыми системами наддува при разгоне судна с максимально возможным ускорением:

1 – турбокомпрессор системы ST_VGT; 2, 3 – турбокомпрессоры низкого и высокого давления системы VTT, соответственно, 4, 5, 6 – турбокомпрессоры ТК₁, ТК₃ и ТК₂ системы VTT1R, соответственно

Выводы

Применение предлагаемой системы газотурбинного наддува VTT1R для двигателя 6ЧН 10,3/11 по сравнению с системой управляемого двухступенчатого наддува VTT позволяет: 1) на режимах стационарной внешней скоростной характеристики увеличить коэффициенты приспособляемости по моменту и частоте вращения коленчатого вала на 3 и 60%, соответственно; 2) на режимах динамической внешней скоростной характеристики повысить крутящий момент двигателя M_e в диапазоне частоты вращения коленчатого вала $n_{дв} = 1500 \dots 2800$ до 80 % и увеличить коэффициент избытка воздуха α в этом же диапазоне до 50 %.

Список литературы:

1. Минчев, Д. С. Использование характеристик турбокомпрессора при расчете неуставившихся режимов работы дизельных двигателей / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошеницев, А. В. Нагорный, А. С. Дьяконов // Вестник двигателестроения Запорожского национального технического университета. – №2 – Запорожье, – С. 88-93. 2. Минчев, Д. С. Математическое моделирование динамических характеристик дизельных двигателей для режимов разгона быстроходного катера [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошеницев, А. В. Нагорный // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: Стан та проблеми.» – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 176-179. 3. Минчев, Д. С. Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путём совершенствования схем и параметров системы надду-

ва: дисс. ... к.т.н. наддува [Текст] / Д. С. Минчев. – Николаев, НУК, 2011. – 243 с. 4. Минчев, Д. С. Экстраполяция экспериментальных характеристик радиальных центробежных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошеницев, А. В. Нагорный // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.: Нац. аэрокосмич. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – №10 (87). – Х., 2011. – С. 173-177. 5. Минчев, Д. С. Экстраполяция экспериментальных характеристик центробежных компрессоров [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошеницев, А. В. Нагорный // Сборник научных трудов Национального университета кораблестроения. – №4. – Николаев, 2011. – С. 89-98. 6. Нагорный, А. В. Формирование внешней скоростной характеристики дизельного двигателя с системой управляемого последовательно-параллельного газотурбинного наддува [Текст] / А. В. Нагорный // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного – Донецьк, 2012. – №32 – С. 143 – 147. 7. Performance Data for the Back Cove 30 [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://www.backcoveyachts.com/backcove30/performance.php>. 8. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis [Text] / C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. – London. Springer-Verlag London Limited. 2009 – 408 p. 9. Sauerstein, R. Die geregelte zweistufige Abgasurboaufladung am Ottomotor / R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker, W. Bullmer. – BorgWarner Turbo Systems, 2010/ – 32 p. 10. Volvo Penta. Product bulletin D6-370/DP [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://vppneuapps.volvo.com/ww/PIE/ViewFileFrame.aspx?n=207456&r=2010-06-11-11-1645&t=PDF1P&a=47701168&p=T416&d=Product%20Bulletins&s=369638&model=D6-330&transClassId=10&segmentId=13&lang=en-GB>. 11. Westin, F. Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine: doctoral thesis [Text] / F. Westin. – KTH School of Industrial Engineering and Management Stockholm, 2005. – 287 p. 12. Woodyard, D. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines. Eighth edition [Text] / D. Woodyard. – Elsevier Ltd, 2004. – 914 p.

Bibliography (transliterated):

1. Minchev, D. S. Ispol'zovanie harakteristik turbokompressora pri raschete neustanovivshijsja rezhimov raboty dizel'nyh dvigatelej / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj, A. S. D'jakonov // Vestnik dvigatelestroenija Zaporozhskogo nacional'nogo tehničeskogo universiteta. – №2 – Zaporozh'e, – С. 88-93. 2. Minchev, D. S. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskikh harakteristik dizel'nyh dvigatelej dlja rezhimov razgona bystrohodnogo katera [Текст] / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: Стан та проблеми.» – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 176-179. 3. Minchev, D. S. Povyshenie jeffektivnosti dizel'nyh besshatunnych dvigatelej putjom sovershenstvovanija shem i parametrov sistemy nadduva: diss. ... k.t.n. nadduva [Текст] / D. S. Minchev. – Nikolaev, NUK, 2011. – 243 s. 4. Minchev, D. S. Jekstrapoljacija jeksperimental'nyh harakteristik radial'nyh centrostremitel'nyh turbin turbokompressorov dvigatelej vnutrennego sgoranija [Текст] / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.: Нав. аерокосмич. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – №10 (87). – Х., 2011. – С. 173-177. 5. Minchev, D. S. Jekstrapoljacija jeksperimental'nyh harakteristik centrobezhnyh kompressorov [Текст] / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj // Sbornik nauchnyh trudov Nacional'nogo universiteta korablestroenija. – №4. – Nikolaev, 2011. – С. 89-98. 6. Nagornyj,

A. V. Formirovanie vneshnej skorostnoj karakteristiki dizel'nogo dvigatelja s sistemoj upravljajemogo posledovatel'no-parallelnogo gazoturbinного nadduva [Tekst] / A. V. Nagornyj // Zbirnik naukovih prac' Donec'kogo institutu zalizničnogo transportu Ukraїns'koї derzhavnoї akademії zalizničnogo – Doneck, 2012. – №32– S. 143 – 147. 7. Performance Data for the Back Cove 30 [Elektronnyj resurs] – rezhim dostupa: <http://www.backcoveyachts.com/backcove30/performance.php>. 8. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis [Text] / C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. – London. Springer-Verlag London Limited. 2009 – 408 p. 9. Sauerstein, R. Die geregelte zweistufige Abgasturboaufladung am Ottomotor/ R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker, W. Bullmer.

– BorgWarner Turbo Systems, 2010/ – 32 p. 10. Volvo Penta. Product bulletin D6-370/DP [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: http://vppneuapps.volvo.com/ww/PIE/ViewFileFrame.aspx?n=207456&r=2010-06-11-11-1645&t=PDF1P&a=47701168&p=T416&d=Product%20Bulletins&s=369638&model=D6-330&trans_ClassId=10&segmentId=13&lang=en-GB. 11. Westin, F. Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine: doctoral thesis [Text] / F. Westin. – KTH School of Industrial Engineering and Management Stockholm, 2005. – 287 p. 12. Woodyard, D. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines. Eighth edition [Text] / D. Woodyard. – Elsevier Ltd, 2004. – 914 p.

Поступила в редакцию 04.06.2014

Минчев Дмитрий Степанович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: misaidima@gmail.com.

Мошенцев Юрий Леонидович – канд. техн. наук, профессор, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: urymosh@mail.ru

Нагорный Антон Викторович – аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Nagorniy.A.W@yandex.ru.

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШВИДКІСНИХ ГЛІСУЮЧИХ СУДЕН

Д. С. Мінчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагірний

Запропонована система керованого двоступінчастого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем стиснення повітря для дизельних двигунів швидкісних глісуючих суден. Перший ступінь стиснення повітря складається з двох турбокомпресорів, які працюють паралельно, послідовно якому з'єднаний турбокомпресор другого ступеня з малим значенням моменту інерції ротору. Шляхом математичного моделювання статичних та динамічних зовнішніх швидкісних характеристик двигуна Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11) показано, що застосування запропонованої системи наддуву дозволяє збільшити коефіцієнти запасу двигуна за крутильним моментом та обертами, підвищити значення коефіцієнта надлишку повітря в період прискорення двигуна та зменшити загальний час прискорення судна.

IMPROVEMENT IN THE MAIN DIESEL ENGINES SUPERCHARGING SYSTEM FOR THE HIGH-SPEED HYDROPLANE VESSEL

D. S. Minchev, U. L. Moshentsev, A. V. Nagirnyi

The variable two-stage turbocharging system with the register first stage for main diesel engines of the high-speed hydrofoil vessel is suggested. The suggested system includes two low-pressure turbochargers with register connection as the first compression stage connected in series with the high-pressure low-inertia turbocharger as the second compression stage. Simulation of static and transient full-load performance characteristics of the Volvo Penta D6 diesel engine proved that suggested system helps to improve engine's low-speed torque, to increase the transient air excess ratio and to reduce vessel's total acceleration period.

УДК 621.438

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурин, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6 ПРИ РАБОТЕ НА БЕНЗИНЕ С ДОБАВКАМИ СИНТЕЗ-ГАЗА

Представлены результаты экспериментальных исследований работы двигателя 2Ч 7,2/6 с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием при работе на бензине с добавками синтез-газа. Получены индикаторные диаграммы при работе по нагрузочной характеристике, зависимости часового расхода бензина от мощности двигателя и удельного эффективного расхода бензина от мощности двигателя при добавках синтез-газа – 28%, 38% и 64%. Установлено, что часовой расход бензина может быть уменьшен на 0,48–1,3 кг/ч при мощности двигателя 1 и 3,3 кВт, и величине добавки синтез-газа 28–64%. Удельный эффективный расход бензина может быть уменьшен на 0,09–0,92 г/кВт·ч.

Постановка проблемы

В современных поршне вых ДВС топлива нефтяного происхождения являются основными

источниками энергии. По оценкам специалистов, запасы нефтяных топлив существенно исчерпаны, что ведет к неизбежному росту цен и созданию