

Прохоренко Андрій Олексійович – доктор техн. наук, проф. професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

МЕТОД РАСЧЕТА ПЕРЕМЕННОЙ ФОРМЫ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

А.А. Прохоренко

В статье описан простой метод расчета резонансных режимов, амплитуд углов закрутки и механических касательных напряжений сложных крутильных колебаний коленчатого вала двигателя на основе численного решения высокоуровневой системы нелинейных дифференциальных уравнений в виде модели в пространстве состояний. Метод может использоваться для решения оптимизационных задач выбора и обоснования конструктивных параметров демпферов крутильных колебаний или других антиколебательных устройств.

THE METHOD OF CALCULATING A VARIABLE FORM OF TORSIONAL CRANKSHAFT OSCILLATIONS

A. Prokhorenko

This article describes a simple method for calculating the resonant modes, angles spin amplitudes and mechanical shear stresses sophisticated engine crankshaft torsional oscillations based on the numerical solution of the high-level system of nonlinear differential equations in a model in the state space. The method can be used to solve optimization problems of selection and validation of design parameters torsional vibration dampers or other anti-vibration devices.

УДК 621.436.052

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.04

В.А. Опалев

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ЗТД-ЗА

Представлены результаты экспериментальных и расчётных исследований приводного турбокомпрессора дизеля ЗТД-ЗА с мультипликатором, используемым в дизеле 5ТДФ. Показано, что за счёт увеличения частоты вращения вала и КПД турбины, снижения механических потерь в мультипликаторе компрессора улучшена топливная экономичность дизеля. Для расширения диапазона характеристик компрессора с трехъярусным рабочим колесом увеличенного диаметра предложено применять на входе целевое устройство с присоединённым объёмом.

Введение

Двухтактные турбопоршневые дизели с противоположно движущимися поршнями конструкции ГП «ХКБД» имеют высокие удельные параметры: литровую и габаритную мощность - соответственно 55 кВт/л и 1000 кВт/м³, малую удельную массу - 1,3 кг/кВт [1]. Благодаря применению приводного турбокомпрессора (ТК), т.е. механической связи между лопаточными машинами и коленчатым валом двигателя, обеспечивается высокая приёмистость, эффективная мощность и качественный газообмен на частичных нагрузках [2]. Кроме этого, применяемые в приводных ТК рабочие колёса (РК) центробежного компрессора (ЦБК) и осевой турбины (ОТ) можно рассматривать как маховики, которые потребляют при резком повышении частоты вращения механическую мощность и отдают двигателю при уменьшении частоты вращения. Например, в дизеле 5ТДФ изменение частоты вращения коленчатого вала от режима макси-

мального крутящего момента до режима максимальной мощности или обратно происходит за 0,2...0,3 секунды [3]. Расчёты, проведенные для дизеля ЗТД-ЗА показывают, что механическая мощность, потребляемая приводным ТК при увеличении частоты вращения, или отдаваемая двигателю при уменьшении частоты вращения составляет 220...294 кВт, т.е. сопоставима с мощностью дизеля. Из вышеописанного следует, что применение приводного ТК в дизелях обеспечивает наземным транспортным машинам (НТМ), где устанавливаются данные дизели, более высокие динамические показатели, по сравнению с двигателями со свободным ТК, имеющим только газовую связь лопаточных машин с поршневой частью, что отмечал ещё А.Д. Чаромский [4].

Формулирование проблемы

Приводной ТК обеспечивает определённые преимущества двигателю для НТМ, но в то же время приводит к ухудшению топливной экономично-

сти, особенно на режимах частичных нагрузок и холостого хода [5, 6]. Для обеспечения приемлемой топливной экономичности в двухтактных дизелях конструкции ГП «ХКБД» в турбокомпрессорах применяется расположение лопаточных машин по схеме Н.К. Рязанцева, в которой компрессор расположен с одного торца двигателя, а турбина с другого [3], что исключает подогрев воздуха в компрессоре от турбины, а значит и снижение плотности наддувочного воздуха. Кроме этого, для достижения высокого адиабатического КПД проектирование проточных частей лопаточных машин производится с учётом специфики их работы при механической (жёсткой) связи с коленчатым валом двигателя [7]. В то же время необходимо стремиться к уменьшению механических потерь в самом приводе, (в мультипликаторе компрессора), что обеспечивается применением подшипников качения.

В дизеле ЗТД-3А был применен компрессор с трёхъярусным РК диаметром на выходе $D_2=220$ мм, частотой вращения на режиме максимальной мощности (Ne_{max} , $n_{к.в.}=2600$ мин⁻¹) - $n_k=35400$ мин⁻¹ и с механическим КПД мультипликатора (штатный привод) $\eta_m = 0,94$. Чтобы повысить механический КПД необходимо снижать частоту вращения компрессора, что вынуждает применять трёхъярусные РК ЦБК с увеличенным диаметром на выходе D_2 при сохранении неизменным диаметра на входе D_1 . Существуют оптимальные отношения диаметров D_1/D_2 , в том числе и для трёхъярусных РК. Снижение этого отношения может приводить к ухудшению основных параметров компрессора [7], что требует проведения исследований, направленных на совершенствование проточной части ЦБК. Также необходимо оценить изменение окружного КПД осевой турбины с безлопаточным сопловым аппаратом, применяемой в дизеле ЗТД-3А, при изменении частоты вращения РК осевой турбины при использовании нового привода ТК.

Целью данной работы является исследование и совершенствование приводного турбокомпрессора двухтактного дизеля ЗТД-3А.

Результаты исследования

В двухтактных дизелях конструкции ГП «ХКБД» мощность к рабочему колесу ЦБК передаётся через мультипликатор, по двум ветвям – от коленчатого вала двигателя и от турбины [8]. Кинематическая схема механической связи приводного компрессора с коленчатым валом дизеля ЗТД-3А представлена на рис. 1.

В штатном приводе количество зубьев в шестернях следующее: $Z_1=40$, $Z_2=38$, $Z_3=66$, $Z_4=18$, $Z_5=60$, $Z_6=17$, $Z_7=55$, $Z_8=55$, $Z_9=25$, а передаточное

отношение от коленчатого вала дизеля к РК ЦБК равно $i_k = 13,62$.

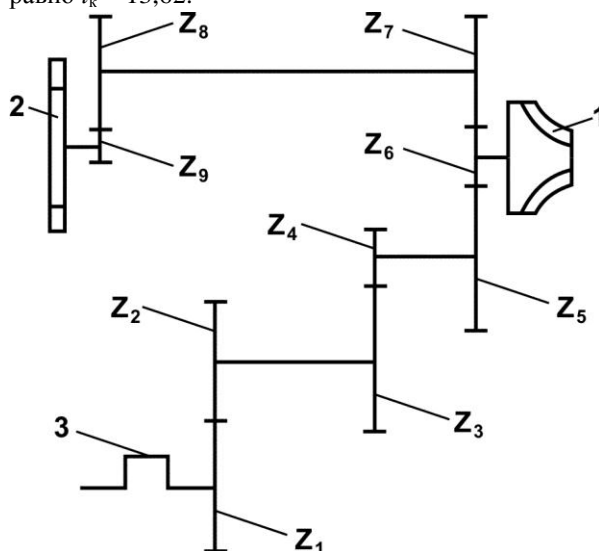


Рис. 1. Кинематическая схема привода компрессора дизеля ЗТД-3А: 1 - рабочее колесо ЦБК; 2 - рабочее колесо осевой турбины; 3 - коленчатый вал двигателя; $Z_1...Z_9$ - шестерни привода

Для уменьшения частоты вращения РК ЦБК предложено применить в ЦБК дизеля ЗТД-3А вместо штатного мультипликатора мультипликатор компрессора дизеля 5ТДФ. Данный мультипликатор (опытный привод) позволил повысить механический КПД компрессора до $\eta_m = 0,95$ и существенно снизить трудоёмкость и себестоимость изготовления дизеля ЗТД-3А. Поскольку в мультипликаторе применяются подшипники качения, то снижение их частоты вращения повышает надёжность работы ЦБК. В опытном приводе ТК количество зубьев в шестернях следующее: $Z_1=40$, $Z_2=36$, $Z_3=65$, $Z_4=18$, $Z_5=58$, $Z_6=19$, $Z_7=53$, $Z_8=55$, $Z_9=25$, а передаточное отношение $i_k = 12,25$.

Для сохранения окружной скорости (U_2) РК ЦБК и степени повышения давления (π_e^*) был увеличен диаметр РК до $D_2 = 240$ мм при сохранении среднего диаметра $D_{1cp} = 101$ мм таким же, как и в штатном ЦБК, что вызвало сокращение рабочего диапазона компрессора (рис. 2), особенно на режиме максимального крутящего момента ($M_{кр,max}$, $n_{к.в.}=1950$ мин⁻¹).

Адиабатический КПД компрессора не изменился по сравнению со штатным вариантом - максимальные значения $\eta_e^* = 0,8$ при $U_2 = 400$ м/с (Ne_{max}) и $\eta_e^* = 0,82$ при $U_2 = 300$ м/с ($M_{кр,max}$).

Поскольку дизель ЗТД-3А имеет малый объём воздушного ресивера, а также большие амплитуды колебаний расхода и давления воздуха из-за малого

количества цилиндров, то ЦБК дизеля должен иметь повышенный запас по помпажу, по сравнению с двигателями типа 6ТД [9, 10].

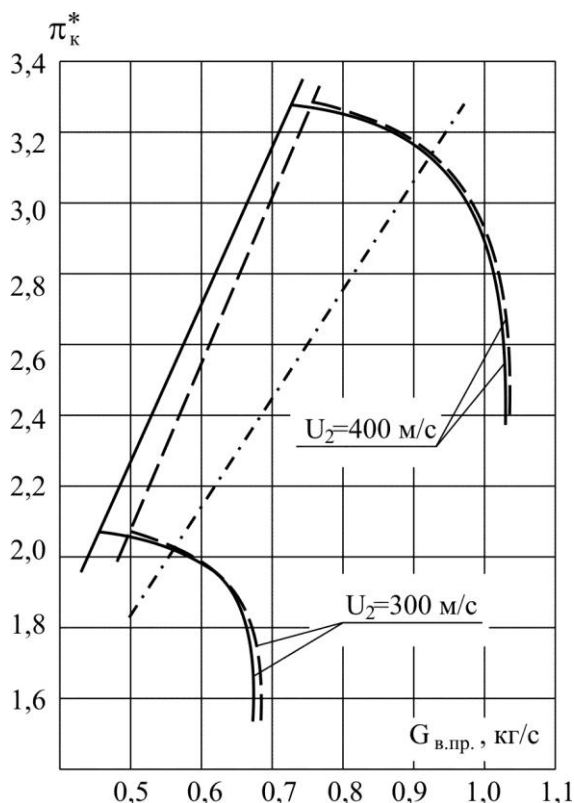


Рис. 2. Характеристики компрессора с опытным приводом и $D_2 = 240$ мм:

- - без щелевого устройства;
- - с щелевым устройством;
- · - · - линия совместных режимов работы дизеля и компрессора

Анализ работы компрессора на безмоторном стенде показал, что причиной сужения характеристик ЦБК является срыв потока, возникающий на лопатках вращающегося направляющего аппарата (ВНА), с переходом в помпаж. Для устранения срывных явлений было предложено применить в компрессоре перед рабочим колесом ЦБК в виде кольцевой щели, соединённой с замкнутым объёмом по типу щелевого устройства подробно описанного в работе [10]. Применение щелевого устройства с присоединённым объёмом существенно расширило рабочий диапазон работы компрессора (рис. 2) практически без изменения основных параметров ЦБК и позволило обеспечить требуемый запас по помпажу.

Как видно из рис. 1 передаточное отношение от коленчатого вала дизеля 3ТД-3А к рабочему колесу турбины в штатном варианте привода тур-

бокомпрессора равно $i_t = 9,26$. В опытном варианте привод ТК турбины остаётся прежним, т.е. редуктор турбины имеет тот же набор шестерён (Z_8 и Z_9), но за счёт изменения числа зубьев шестерён в мультипликаторе компрессора (Z_6 и Z_7) передаточное отношение $i_t = 9,66$. В результате частота вращения рабочего колеса турбины ТК увеличивается. Для оценки изменения основных параметров осевой реактивной турбины с безлопаточным сопловым аппаратом (БСА) по методике, изложенной в работе [7], была определена и построена зависимость окружного КПД турбины (η_u) от относительной окружной скорости колеса турбины ($\bar{U} = U / C_s$), которая представлена на рис. 3.

При этом η_u определяется по формуле:

$$\eta_u = 2 \cdot \bar{U} [\varphi \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 + (\psi \cos \beta_2 \times \sqrt{\rho + \varphi^2 (1 - \rho) - 2 \bar{U} \varphi \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 + \bar{U}^2 - \bar{U}})]$$

- где φ - коэффициент скорости входного патрубка;
- ρ - степень реактивности;
- α_1 - угол выхода потока из БСА;
- ψ - коэффициент скорости РК;
- β_2 - угол выхода газа из РК.

При применении опытного привода ТК за счёт увеличения частоты вращения рабочего колеса ОТ на режиме максимальной мощности ($n_{к.в.} = 2600$ мин⁻¹) увеличение КПД турбины составит 4%, а на режиме максимального крутящего момента ($n_{к.в.} = 1950$ мин⁻¹) КПД турбины увеличивается на 9% (рис. 3). Необходимо отметить, что дальнейшее увеличение частоты вращения РК ОТ нецелесообразно, поскольку это ухудшит надёжность работы редуктора турбины из-за применения в нём подшипников качения, которые имеют ограничения по частоте вращения. Кроме этого, турбина дизеля 3ТД-3А рассчитана на получение максимального окружного КПД ($\eta_u = 0,85$) при её работе на режиме работы двигателя $0,8 N_{e_{max}}$ (рис. 3), а существенное увеличение частоты вращения РК ОТ уменьшит КПД турбины на данном режиме и увеличит при работе дизеля на большей мощности, что может ухудшить путевую экономичность НТМ, поскольку дизель большую часть времени работает не на максимальной мощности, а на частичных нагрузках [3]. Повышение же частоты вращения РК ОТ с опытным приводом ТК сдвинет максимальный окружной КПД турбины в зону режима работы двигателя $\sim 0,83 N_{e_{max}}$, что вполне допустимо для НТМ с дизелем 3ТД-3А, а снижение КПД турбины на режиме $0,8 N_{e_{max}}$ незначительное и составит 0,6% (рис. 3).

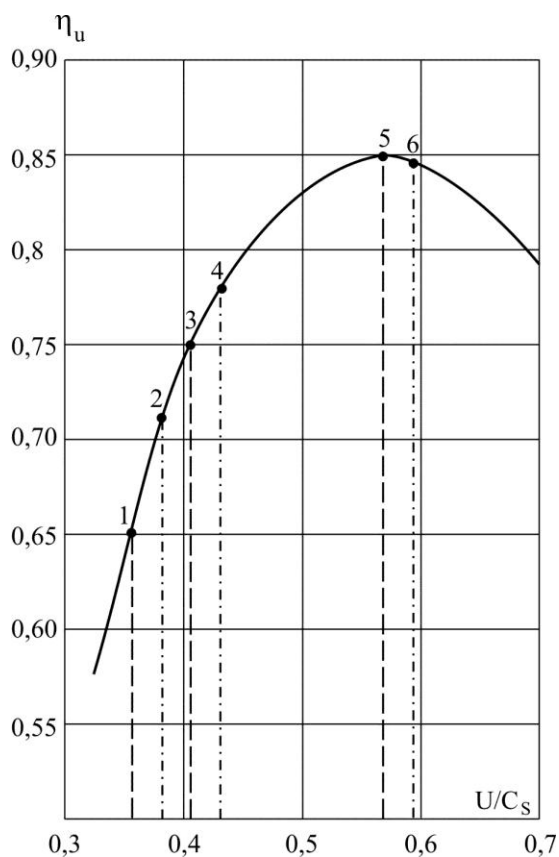


Рис. 3. Зависимость окружного КПД турбины от кинематического параметра нагрузки:
 точки 1 и 2 - режим $M_{кр\ max}$;
 точки 3 и 4 - режим $N_e\ max$;
 точки 5 и 6 - режим $0,8 N_e\ max$;
 - - - - - опытный привод ТК;
 — — — — — штатный привод ТК

В результате проведенных исследовательских работ были даны рекомендации применить опытный привод ТК (мультипликатор компрессора двигателя 5ТДФ) в дизеле 3ТД-3А с новой проточной частью компрессора ($D_2=240$ мм) при сохранении той же самой осевой турбины с безлопаточным сопловым аппаратом. Среднестатистические значения параметров дизелей, полученные в результате испытаний на режимах внешней характеристики ($N_{e\ max}$, $M_{кр\ max}$) со штатным приводом ТК и с опытным приводом ТК приведены в таблице.

Снижение механических потерь в мультипликаторе компрессора и повышение мощности турбины за счёт повышения КПД позволило несколько снизить давление наддува путём уменьшения окружной скорости РК ЦБК с опытным приводом ТК на 2%, что также уменьшило потребляемую мощность компрессором наддува. Улучшение топливной экономичности двигателя с приводным ТК

должно происходить по всей нагрузочной характеристике [6], а не только в точках внешней характеристики. Как видно из таблицы 1 столь незначительное уменьшение давления наддува в опытном варианте не повлияло на мощность дизеля и практически не изменило температуру отработавших газов на выходе из турбины. В то же время улучшилась топливная экономичность дизеля, особенно на режиме максимального крутящего момента ($N_e = 316$ кВт), что объясняется гораздо большим повышением КПД турбины на этом режиме, по сравнению с режимом максимальной мощности ($N_e = 368$ кВт).

Таблица 1. Среднестатистические значения параметров дизелей со штатным и с опытным приводом ТК

Мощность N_e , кВт	Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт·ч)	Давление наддува, P_k , МПа	Расход воздуха, G_v , кг/с	Температура газов на выпуске, t_r , °С
Штатный привод ТК, $D_2 = 220$ мм				
368	220	0,271	0,79	570
316	218	0,192	0,54	625
Опытный привод ТК, $D_2 = 240$ мм				
368	218	0,268	0,78	575
316	211	0,188	0,52	635

Заключение

В результате исследований приводного ТК дизеля 3ТД-3А установлено, что снижение механических потерь в компрессоре и повышение КПД турбины возможно за счёт применения мультипликатора ЦБК двигателя 5ТДФ. При этом, необходимо использовать РК ЦБК увеличенного диаметра, что требует расширения диапазона характеристик компрессора путём применения на входе целевого устройства с присоединённым объёмом.

Таким образом, использование в конструкции дизеля 3ТД-3А мультипликатора компрессора дизеля 5ТДФ (опытный привод ТК) позволяет улучшить топливную экономичность двигателя 3ТД-3А, повысить надёжность работы компрессора за счёт снижения частоты вращения РК ЦБК, а также существенно снизить трудоёмкость и себестоимость изготовления дизеля 3ТД-3А.

Список литературы:

1. Рязанцев Н.К. Использование танковых двигателей в народном хозяйстве [Текст] / Н.К. Рязанцев // Прогресс, технология, качество: сб. научн. тр. 2-го конгресса двигателестроителей Украины. ХАИ, ХГПУ. - Х., 1997. - с. 36 - 40. 2. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Часть 1 [Текст] / Н.К.Рязанцев. - К.:ИСДО, 1993. - 252 с. 3. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Часть 2 [Текст] / Н.К. Рязанцев. - Х.: ХДПУ, 1996. - 388 с. 4. Чаромский А.Д. О влиянии наддува на основные показатели турбопоршневых двигателей и о типе турбокомпрессорной группы [Текст] / А.Д. Чаромский // Сб. Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиз, 1961. - с. 5-12. 5. Патрахальцев Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом [Текст] / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко. - М.: Легион-Автодата, 2007. - 176 с. 6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983. - 372 с. 7. Опалев В.А. Повышение экономичности турбопоршневых дизелей путём совершенствования их газозоудного тракта [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.А. Опалев. - Х., 2013. - 168 с. 8. Двигатель 5ТДФ [Текст]. Техническое описание. - М.: Воениздат, 1977. - 144 с. 9. Алёхин С.А. Согласование характеристик турбонаддува и двухтактного транспортного дизеля [Текст] / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // Двигатели внутреннего сгорания.- 2013. - №2. - с.8 - 12. 10. Алёхин С.А. Расширение диапазона устойчивых режимов работы турбопоршневого дизеля [Текст] / С.А. Алёхин, Д.Ю. Бородин, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // Двигатели внутреннего сгорания. - 2015. - №1. - с.68 - 74.

Bibliography (transliterated):

1. Ryazantsev N.K. (1997), Usage of tank engines in a national economy [Ispol'zovanie tankovykh dvigatelei v narodnom khozyaistve], Progress, tekhnologiya, kachestvo: sb. nauchn. tr. 2-go kongressa dvigatelestroitelei Ukrainy. KhAI, KhGPU. Kharkov, 36 - 40. 2. Ryazantsev N.K. (1993), A construction of augmented engines of ground-level transport ambulances. A part 1 [Konstruktsiya forsirovannykh dvigatelei nazemnykh transportnykh mashin. Chast' 1], Kharkov:ISDO, 252 p. 3. Ryazantsev N.K. (1996), A construction of augmented engines of ground-level transport ambulances. A part 2 [Konstruktsiya forsirovannykh dvigatelei nazemnykh transportnykh mashin. Chast' 2], Kharkov, KhDPU, 388 p. 4. Charomskii A.D. (1961) About influencing boosting on the basic indexes turbopistons of engines and about a type compressor of group [O vliyani nadduva na osnovnye pokazatel'i turboporshnevyykh dvigatelei i o tipe turbokompres-somoi gruppy], Sb. Gazoturbinnyi nadduv dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Moscow, Mashgiz, p. 5-12. 5. Patrakhaltsev N.N., A.A. Savastenko (2007), Forcing of explosion engines the boosting [Forsirovanie dvigatelei vnutrennego sgoraniya nadduvom], Moscow, Legion-Avtodata, 176 p. 6. Orlina A.S., Kruglova M.G. (1983) The theory piston and hybride engines [Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevyykh i kombinirovannykh dvigatelei], Moscow, Mashinostroenie, 372p. 7. Opalev V.A. (2013) A heightening of profitability turbopistons of diesels by perfecting them gas-air of a channel [Povyshenie ekonomichnosti turboporshnevyykh dizelei putem sovershenstvovaniya ikh gazovozdushnogo trakta]: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.03 Kharkov, 168 p. 8. The engine 5TDF. Technical exposition. [Dvigatel' 5TDF. Tekhnicheskoe opisaniye], Moscow, Voensizdat, 1977. 144p. 9. Alekhin S.A., Gerasimenko V.P., Opalev V.A. (2013), The coordination of performances of a turbocharging and two-stroke transport diesel [Soglasovanie kharakteristik turbonadduva i dvukhtaktnogo transportnogo dizelya], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. no 2. pp.8-12. 10. Alekhin S.A., Borodin D.Yu., Gerasimenko V.P., Opalev V.A. (2015), Expansion of a gamut of stable conditions of operation turbopiston of a diesel [Rasshirenie diapazona ustoychivykh rezhimov raboty turboporshnevo go dizelya], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. no 1. pp.68-74.

Поступила в редакцию 29.05.2016 г.

Опалев Василий Анатольевич – канд. техн. наук, начальник лаборатории агрегатов и систем Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: kphkbd@ukr.net.

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИВОДНОГО ТУРБОКОМПРЕСОРА ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ 3ТД-3А

В.А. Опалев

Представлено результати експериментальних і розрахункових досліджень, застосовуваного в дизелі 3ТД-3А приводного турбокомпресора з мультиплікатором (дослідний привод), який використовується у компресорі двигуна 5ТДФ. Показано, що застосування дослідного привода поліпшує паливну економічність дизеля 3ТД-3А за рахунок збільшення частоти обертання турбіни, що підвищує її ККД, а також за рахунок зниження механічних втрат у мультиплікаторі компресора. Для розширення діапазону характеристик компресора з триярусним робочим колесом збільшеного діаметра запропоновано застосовувати на вході щілинний пристрій із приєднаним об'ємом.

PERFECTING OF A DRIVE TURBOCOMPRESSOR TWO-STROKE DIESEL 3TD-3A

V.A. Opalev

The experimental and calculated studies applied in a diesel of a 3TD-3A, drive turbocompressor with a multiplier (experimental drive), used in the compressor of the engine 5TDF are introduced. It is noted, that the applying of an experimental drive meliorates fuel profitability of a diesel of a 3TD-3A at the expense of magnification of a rotation speed of the turbine, that increases boiler efficiency, and also at the expense of lowering mechanical losses in a multiplier of the compressor. It is offered to apply to expansion of a gamut of performances of the compressor with three stage by an impeller of the augmented diameter on an input the slotted device with affixed bulk.