

УДК 621.436.052:623.4.013.9 (047)

**С.А. АЛЁХИН¹, Е.С. ВАСИЛЬЕВ¹, В.П. ГЕРАСИМЕНКО²,
В.А. ОПАЛЕВ¹, В.В. САЛТОВСКИЙ¹**¹*Казённое предприятие «Харьковское КБ по двигателестроению», Украина*²*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

Рассмотрены основные проблемы процессов газообмена двухтактных дизелей, решение которых позволило улучшить их характеристики. Отличительной особенностью этих процессов является цикличность работы двигателя, которая сопровождается импульсными и волновыми явлениями в выпускной системе. Учёт этих явлений в сочетании с эжекционными эффектами струйных течений позволили усовершенствовать выхлопной коллектор, что привело к росту мощности двигателя и снижению удельного расхода топлива. Для описания процессов в коллекторе применены одномерные математические модели, обеспечивающие достаточную сходимость экспериментальных и расчётных результатов по числам Струхала, частотам колебаний и возможным резонансам, акустическим источникам возмущений.

Ключевые слова: *дизель, выхлопной коллектор, импульсная выпускная система.*

Введение

Несмотря на существование сравнительно большого количества методик расчётов рабочих процессов в поршневых двигателях [1 - 3], точность их результатов не всегда достаточная, что требует доводочных испытаний на заключительной стадии создания нового двигателя. Циклический характер протекающих процессов, отличия в конструктивном исполнении цилиндропоршневой группы и в схемах газообмена, разнообразие сортов топлива и подготовки топливно-воздушной смеси, а также способов её воспламенения накладывают отпечаток на выбор фаз газораспределения, коэффициентов продувки, наполнения, остаточных газов, избытка воздуха, гидравлических потерь впускного и выпускного клапанов или окон, которые в конечном итоге сказываются на точности расчётов и оптимизации рабочего процесса. Большинство из указанных коэффициентов характеризует качество газообменных процессов. В основном их определяют по статистическим данным или экспериментальным путём. В тоже время развитие методов математического моделирования на основе современных программных комплексов вычислительной гидродинамики обеспечивает значительный прогресс в практике проектирования и создания новых поколений двигателей. Благодаря внедрению новых технических решений и передовых технологий существенно улучшились технико-экономические и экологические показатели двигателей, повысился их ресурс. Намечившиеся

тенденции в развитии двигателестроения предопределили основные проблемы, требующие первостепенного решения.

Формулирование проблемы

Значительные резервы по улучшению характеристик двигателей имеются в совершенствовании импульсных выпускных систем в сочетании с турбонаддувом. Здесь успех зависит от глубокого понимания протекающих волновых явлений и рационального их использования.

Целью данной статьи является оптимизация параметров импульсного выхлопного коллектора пятицилиндрового двухтактного дизеля с использованием энергии отработавших газов в турбонаддувочном агрегате. С ростом давления наддува проблема рационального конструирования выхлопной системы приобретает всё более существенное значение. Основными потерями в коллекторах являются потери в выпускных окнах и от внезапного расширения с поворотом потока при входе в коллектор, а также потери при смешении потоков в коллекторе с наложением волн давления-разрежения. На минимизацию перечисленных потерь были направлены мероприятия по усовершенствованию конструкции коллектора с применением преобразования импульсов.

Для ослабления взаимного влияния волн давления и разрежения в выпускном коллекторе, как известно, обычно рекомендуют объединять в один

выпускной патрубков выхлопы не более, чем из трёх цилиндров. В то же время существуют случаи отступления от этого правила в многоцилиндровых двигателях, где указанного ослабления достигали увеличением объёма коллектора как буферной ёмкости, специальным чередованием работы цилиндров, выбором продолжительности углов выпуска по вращению коленчатого вала, применением многоимпульсных преобразователей или высокоскоростных эжекторных систем и другими конструктивными мероприятиями в выхлопной системе. Так, в работе [4] сопоставление результатов испытаний четырёхтактного двигателя с тремя типами коллекторов: одним общим, двумя и двумя с преобразователями импульсов показало практическое отсутствие улучшения показателей двигателя по удельному расходу топлива при раздельном выхлопе по парам цилиндров.

Результаты исследования

В предлагаемой статье изложены результаты исследования по совершенствованию выхлопного коллектора пятицилиндрового двухтактного дизеля. Исходный вариант дизеля с общим коллектором имел мощность $N_e = 710$ кВт и удельный расход топлива $g_e = 0,225$ кг/кВт·ч на номинальном режиме $n_{кв} = 2600$ мин⁻¹. Для улучшения показателей двигателя уже в этом варианте испытаний было предусмотрено специальное чередование работы цилиндров, предотвращающее неблагоприятное воздействие выхлопов из разных цилиндров друг на друга, а также плавный поворот на 90° потока в выхлопных каналах из цилиндров при входе в коллектор.

Применение выпускной системы с переменным давлением потребовало по габаритным ограничениям поиска путей совершенствования коллектора как преобразователя импульсов перед турбиной, используя преимущества импульсного характера течения газа во всём диапазоне режимов работы двигателя. Дальнейшие изменения в конструкцию коллектора были внесены путём попарного объединения выхлопных спрофилированных каналов в три секции коллектора (рис. 1) по типу коллектора "труба в трубе", что могло бы снизить удельный расход топлива на 4 – 7% [5] при оптимальном отношении наружной площади сечения коллектора к внутренней, равной 1,2 – 1,5. Длины секций выбирались равными нечётному числу полуволн давления для гашения колебаний путём интерференции волн.

Частота выхлопов из цилиндров двухтактного двигателя с общим коллектором на номинальном режиме ($n = 2600$ мин⁻¹) $F = n \cdot Z / 60$, где $Z = 5$ - число цилиндров, равна $F_n = 216$ Гц, а на режиме максимального крутящего момента при

$n = 2050$ мин⁻¹ – $F_{км} = 171$ Гц, тогда как частоты выхлопов из каждого цилиндра $F_c = n/60$ соответственно на указанных режимах – $F_{цн} = 43,2$ Гц и $F_{км} = 34,2$ Гц. При попарном объединении выхлопов из цилиндров в секции коллектора частоты возмущений (выхлопов) из цилиндров увеличиваются примерно в два раза, но с несимметричным по периодам между выхлопами циклом.

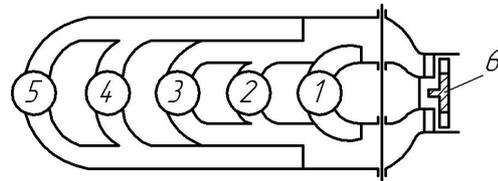


Рис. 1. Схема выпускного коллектора:
1 - 5 – цилиндры; 6 – турбина

Сопоставляя эти частоты выхлопов из цилиндров, как частоты возмущений для возникновения звуковых волн в коллекторе, с акустическими частотами (собственными частотами столбов газа), была выявлена возможность резонирующих случаев, т.е. совпадения частот. Поэтому уделено внимание частотной отстройке. В частности разделение коллектора на секции позволило уходить от резонансов. Хотя факт возможных резонансов может давать как отрицательные эффекты, так и положительные. Такие случаи подтверждены специальными испытаниями, в которых коллектор был разделен на две секции по схеме "труба в трубе". В одном из испытаний во внутреннюю трубу был осуществлён выхлоп от двух дальних к выходу из коллектора цилиндров, а в другом – от трёх. В последнем случае двигатель вошёл в помпаж с соответствующим ухудшением характеристик.

В конструкции многоимпульсного коллектора (рис. 1) наряду с ослаблением взаимного влияния волн давления-разрежения предполагалось использовать эжекторный эффект. Детальные исследования, проведенные авторами [6] эжекторных устройств с различной компоновкой расположения активного и пассивного сопел перед смешением потоков, были учтены при выборе схемы данного коллектора. Импульсность газовых потоков в подобных секциях коллектора может достигать значения 1,55 [5], что усиливает эжекторный эффект при их смешении. О существовании влияния акустического возбуждения активной струи на коэффициент эжекции указывают исследования [7]. Такое возбуждение приводит к пульсационному характеру струи на срезе сопла, что вызывает волновое движение струйного течения, сопровождающееся цепочками осесимметричных тороидальных вихрей вокруг активной струи. Максимальный коэффициент эжекции

достигается при числе Струхала $St = f \cdot d_0 / W_0 \approx 0,25$, рассчитанному по параметрам активной струи: f - частоте пульсаций; d_0 - диаметру среза сопла; W_0 - средней скорости, независимо от удельной энергии акустического возбуждения. С увеличением интенсивности (амплитуды) пульсаций активной струи коэффициент эжекции возрастает, достигая некоторого предельного уровня. За счёт акустического возбуждения активной струи с оптимальным числом Струхала коэффициент эжекции свободного пассивного газа может быть увеличен в 5 - 6 раз [7]. Число Струхала, рассчитанное по циклической частоте в коллекторе исследованного двигателя и среднерасходной скорости потока, составило $St \approx 0,02$, при котором коэффициент эжекции в 2 раза меньше оптимального.

Очевидно, что эффективность исследуемого трёхсекционного выхлопного коллектора (рис. 1), как многоимпульсной системы, зависит не только от числа Струхала, определяемого частотой возбуждения активных струй (частотой выхлопов из цилиндров), но и числа Струхала $St = d / 4ML$, связанного с акустическими резонансами столбов газа в секциях. Здесь $M = W / a$ - число Маха; L / d - относительные длины секций коллектора; $f = Na / 4L$ - собственная частота столба газа; $N = 1, 3, 5 \dots$ - номер моды акустических колебаний; a - скорость звука. Для внутренней секции коллектора число Струхала $St \approx 0,1$ при $N = 1$ и $a = 616$ м/с. В таких условиях происходит возбуждение акустических волн. Волна давления активной струи при выходе из выхлопного канала цилиндра или патрубка секции пары цилиндров вызывает волны разрежения в смежном пассивном канале из-за обтекания тупого угла, близкого к 180° . Разделение коллектора на секции уменьшает длину колебательных контуров, что препятствует развитию резонансных колебаний, ухудшающих очистку цилиндров.

При длине внутренней секции $L = 0,56$ м с одним закрытым и одним открытым концом собственная частота столба газа в ней оценивалась по формуле $f = Na / 4L$, в которой знаменатель $4L$ равен длине звуковой волны, т.е. в длине секции помещается четверть длины звуковой волны. Тогда частота колебаний первой гармоники $N = 1$ (основного тона) составляет $f_c = a / 4L \approx 275$ Гц. Для неразделённого коллектора частота колебаний первой гармоники получена $f_k = 187$ Гц, которая находится в интервале возбуждающих частот.

Предотвращение неблагоприятного взаимного влияния выхлопов из пары цилиндров, соединённых с одной секцией коллектора, наряду с указанными положительными эффектами импульсных обменников энергией положено в основу предложенного

коллектора. Углубление анализа процессов в коллекторе возможно на основе уравнений движения газа:

- уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho W) = 0; \quad (1)$$

- уравнение импульсов в форме Навье-Стокса

$$\frac{\partial W}{\partial t} + (W \nabla) W = F - \frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \Delta W \left(\frac{\nu}{3} + \nu_\Omega \right) \nabla(\nabla W); \quad (2)$$

- уравнение энергии

$$\rho C_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + W \cdot \nabla T \right) + P \nabla \cdot W = \mu D + \lambda \Delta T; \quad (3)$$

- уравнение состояния газа

$$P = \rho R T, \quad (4)$$

где W - вектор скорости потока газа; ρ , P , T - плотность, давление и температура газа; ∇ - оператор Гамильтона; $\Delta = \nabla^2$ - оператор Лапласа; F - силы внешнего воздействия на поток; ν , ν_Ω , $\mu = \rho \nu$ - кинематическая, объёмная и динамическая вязкости; μD - энергия (работа) диссипативных сил вязкости; C_v - теплоёмкость газа при постоянном объёме; R - газовая постоянная; λ - коэффициент теплопроводности.

В уравнении Навье-Стокса под силой F можно подразумевать суммарные внешние силы в совокупности с диссипативными силами проявления вязкости. В этом случае третий член правой части исключают.

Для описания процессов газообмена в двигателе достаточно одномерных уравнений по продольной координате x в направлении движения газа, среди которых уравнение импульсов (2), с учётом уравнения неразрывности (1)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_x)}{\partial x} = 0; \quad (5)$$

представим в виде

$$\frac{\partial(\rho W_x)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_x^2)}{\partial x} = \rho F_x - \frac{\partial P}{\partial x}. \quad (6)$$

Скорость и давление связывают между собой уравнением [8]:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial W_x}{\partial x} = 0. \quad (7)$$

Учитывая периодический импульсный характер протекающих процессов в коллекторе, целесообразно перейти к волновому представлению уравнений движения [9]. Продифференцировав уравнение неразрывности (5) по времени, а уравнение (6) - по координате x и сложив результаты, получим:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 (\rho W_x^2)}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial (\rho F_x)}{\partial x} = 0. \quad (8)$$

Записав в этом уравнении скорость, плотность и давление в виде сумм средних по времени и пульсационных составляющих $W_x = \bar{W}_x + W'_x$; $\rho = \bar{\rho} + \rho'$; $P = \bar{P} + P'$ и ограничившись членами первого порядка малости, а также пренебрегая в первом приближении гидравлическим сопротивлением F_x , получим:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 P'}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 (\rho' \bar{W}_x^2)}{\partial x^2} - \frac{2 \partial^2 (\bar{\rho} \bar{W}_x W'_x)}{\partial x^2} = 0. \quad (9)$$

Это выражение можно представить в виде неоднородного волнового уравнения для давления, используя оператор Даламбера $\square = \Delta - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}$, где $a = \sqrt{P' / \rho'}$ – скорость звука:

$$-\square P' = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 P'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 (\rho' \bar{W}_x^2)}{\partial x^2} + \frac{2 \partial^2 (\bar{\rho} \bar{W}_x W'_x)}{\partial x^2}. \quad (10)$$

Правая часть уравнения (10) представляет собой акустические источники возмущения. Если принять, что в выхлопной струе из цилиндров в коллектор скорость звука мало изменяется во времени ($\partial a / \partial t \approx 0$) вследствие малого в сравнении с давлением и скоростью изменения температуры, то объединив первые два слагаемых правой части уравнения (10), получим:

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{P'}{a^2} - \rho' \right) \approx 0. \quad (11)$$

В таком случае звуковые волны при принятых допущениях мало влияют на пульсации давления. В противном случае, при изменении температуры газов в коллекторе, происходит наложение звуковых волн с ростом температуры и их рассеивание при снижении температуры. Третье слагаемое правой части уравнения (10), как источник возмущения, характеризуется уровнем кинетической энергии выхлопной струи и турбулентными пульсациями плотности. Четвёртое слагаемое характеризуется потоком пульсационной составляющей скорости: $P' = \bar{\rho} a W'_x$, где $\bar{\rho} a$ – волновое сопротивление (удельный акустический импеданс), и пропорционально плотности тока $\bar{\rho} \bar{W}_x$ – расходу в струе. Периодичность этих возмущений определяется циклическостью поршневого двигателя: частотой вращения коленчатого вала, числом тактов и цилиндров, объединённых в сектор коллектора. Изложенный теоретический анализ подтверждает физические представле-

ния об источниках возбуждения колебательных процессов в коллекторе.

В простейшем случае колебаний с синусоидальным характером волны распространения возмущения давления в соответствии с уравнением Гельмгольца $\frac{\partial^2 P'}{\partial x^2} + k^2 P' = 0$, где $k = \omega / a = 2\pi / l$ – волновое число; $\omega = 2\pi f$ – циклическая частота; $l = a / f$ – длина волны, однородная часть уравнения (10) имеет вид:

$$-\square P' \equiv \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial^2 P'}{\partial t^2} + \omega^2 P' \right). \quad (12)$$

При наличии демпфирования с коэффициентом затухания δ эта часть запишется:

$$-\square P' \equiv \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial^2 P'}{\partial t^2} + 2\delta \frac{\partial P'}{\partial t} + \omega^2 P' \right). \quad (13)$$

Характеристическое уравнение данной части при её линеаризации с применением преобразования Лапласа $P' = e^{st}$ имеет вид:

$$S^2 + 2\delta S + \beta = 0, \quad (14)$$

где $\beta = \omega^2$ – коэффициент упругости–жёсткости колебательной системы. Существует несколько форм представления решения волнового уравнения в зависимости от выбранного метода [10].

Нетрудно заметить, что учёт демпфирования колебаний давления коэффициентом затухания δ в уравнении (13) отражает как проявление сил гидравлического сопротивления F_x в уравнении (8), так и акустического импеданса – волнового сопротивления.

Учёт проявления инерционных свойств, в том числе коэффициента сопротивления ξ , при изучении динамических процессов введением линеаризованной поправки $\Delta \xi = \frac{\partial \xi}{\partial t} \tau_\xi$, где τ_ξ – время установления – "запаздывания", позволяет обеспечить адекватность моделирования. Широко используемое динамическое моделирование [11] с постоянным временем запаздывания τ в виде уравнения движения для какого-либо параметра газа $X(t)$

$$\frac{d^2 X(t)}{dt^2} + X(t - \tau) = 0 \quad (16)$$

при разложении второго слагаемого левой части уравнения в ряд Тейлора по времени запаздывания τ сводится к уравнению:

$$\frac{d^2 X(t)}{dt^2} - \tau \frac{dX(t)}{dt} + X(t) = 0 \quad (17)$$

с характеристическим уравнением (14).

Основываясь на изложенных теоретических предпосылках и математических моделях, произво-

дидлись расчётные оценки при выборе конструктивных параметров разработанного трёхсекционного коллектора, позволившего повысить мощность двигателя на номинальном режиме на 7% и на режиме максимального крутящего момента на 4%. При этом удельный расход топлива снизился на 5% и 1,6%, соответственно.

Естественно, что эффективность коллектора, как преобразователя импульсов перед турбиной, зависит от наличия обратных отражённых волн в переходнике между коллектором и турбиной, а также от способности преобразователя погашать эти волны. Источником таких волн в исследуемом двигателе могло быть поворотное колено между коллектором и полуспиральным входником турбины. Преимущество многоимпульсной системы заключается в демпфировании подобных волн и в сглаживании импульсов давления и скоростей потока непосредственно перед турбиной, что способствует повышению её КПД и благоприятным условиям работы. Учёт этих особенностей может послужить дальнейшему совершенствованию исследуемого двигателя.

Судя по публикациям [12], применение преобразователей импульсов позволяет также существенно снизить температуру газов перед турбиной, способствует повышению КПД турбокомпрессора, улучшению условий работы выпускной системы и приёмистости двигателя. Кроме того, при этом увеличивается расход воздуха, и как следствие - снижается дымность отработавших газов.

Заключение

Усовершенствование выпускного коллектора двухтактного пятицилиндрового дизеля позволило повысить мощность на 4–7% и снизить удельный расход топлива на 1,6–5%. Анализ колебательных процессов в коллекторе строился на основе одномерных моделей. Отметим, что разделение коллектора на секции в общем случае требует его рассмотрения как многомерной колебательной системы с несколькими входами. В подобном случае используют принцип суперпозиции, суммируя выходные сигналы при последовательном разделении воздействия по каждому входу.

Принимаемые выше идеализации быстроперенных процессов посредством линейных систем не всегда приемлемы и в частности при турбулентных пульсациях газа в коллекторе, автоколебательных явлениях или соударении встречных волн давления. В этих случаях нелинейные эффекты оказывают преобладающее влияние. При этом нелинейные системы не подчиняются принципу суперпозиции. Одним из приемлемых методов моделирования здесь

может быть применение рядов Вольтера или гармоническая линеаризация, заключающаяся в разделении этой системы на две подсистемы: линейную и нелинейную, не содержащую инерционных элементов, т.е. являющуюся статической. Предполагается также, что выходной процесс описывается в основном первой гармоникой, а амплитуды колебаний высоких гармоник быстро уменьшаются из-за интенсивного демпфирования внешними системами. Достаточно эффективными в последние годы являются методы численного моделирования быстроперенных процессов [11]. Одним из преимуществ такого моделирования является возможность проведения исследований по каждому фактору без установления функциональной связи между ними.

Литература

1. *Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М: Машиностроение, 1983. – 372 с.*
2. *Дизели: справочник / Под ред. В.А. Ваншейдта. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.*
3. *Дьяченко Н.Х. Конструирование и расчёт ДВС / Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1979. – 392 с.*
4. *Выбор оптимальной выпускной системы автотомобильного четырёхтактного дизеля 4ДТНУ / Н.К. Рязанцев, П.Я. Перерва, А.Г. Крушедольский, Д.Ю. Бородин, Е.В. Богомазов // Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. праць. – Х.: "ХАІ", 2001. – Вип. 26. Двигуни та енергоустановки. – С. 52-56.*
5. *Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин / Н.К. Рязанцев. – К.: Віпол, 1993. – Ч. I. – 252 с.*
6. *Исследование струйного эжектора удаления пыли из воздухоочистителя выхлопными газами в транспортном дизеле / С.А. Алёхин, Е.С. Васильев, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2009. – № 8 (65). – С. 96-101.*
7. *Вермулен. Измерение характеристик эжекции акустически возбуждаемых осесимметричных воздушных струй / Вермулен, Рамеш, Вай Дзен Ю // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1986. – № 3. – С. 43-50.*
8. *Кондратьева Т.Ф. Опозитные компрессоры / Т.Ф. Кондратьева, Е.Б. Доброклонский, Ю.А. Видякин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 420 с.*
9. *Герасименко В.П. Вибрационное горение в камерах сгорания ГТД / В.П. Герасименко, Н.Б. Налесный // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Х., 2006. – № 5. – С. 53-58.*
10. *Адзума. Некоторые особенности средне- и малооборотных судовых дизельных двигателей с турбонаддувом постоянного давления / Адзума, Юра, Токунага // Тр. американского общ. инж.-мех.*

Сер. Энергетические машины и установки. – 1983. – № 3. – С. 227-242.

11. Епифанов С.В. Моделирование динамики пневматических емкостей при расчёте переходных процессов в проточной части газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский // *Авиаци-*

онно-космическая техника и технология. – 2007. – № 10 (46). – С. 49-54.

12. Громыко Д.К. Выпускные системы двигателей с турбонаддувом (аналитический обзор) / Д.К. Громыко. – М.: ЦНИИТЭИ, 1975. – № 1226. – 48 с.

Поступила в редакцию 12.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДОСКОНАЛЕННЯ ВИПУСКНОЇ СИСТЕМИ ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

С.О. Альохін, Є.С. Васильєв, В.П. Герасименко, В.А. Опалєв, В.В. Салтовський

Розглянуто основні проблеми процесів газообміну двотактних дизелів, рішення яких дозволило поліпшити їх характеристики. Відмітною особливістю цих процесів є циклічність роботи двигуна, яка супроводжується імпульсними та хвильовими явищами у випускній системі. Облік цих явищ у сполученні з ежекційними ефектами струминних течій дозволило удосконалити вихлопний колектор, що привело до зростання потужності двигуна та зниження питомої витрати палива. Для опису процесів у колекторі застосовані одновимірні математичні моделі, що забезпечують достатню збіжність експериментальних та розрахункових результатів за числами Струхалія, частотами коливань та можливим резонансом, акустичними джерелами збурень.

Ключові слова: дизель, вихлопний колектор, імпульсна випускна система.

PERFECTION OF EXHAUST SYSTEM OF A TWO-STROKE DIESEL ENGINE

S.A. Alyokhin, E.S. Vasiljev, V.P. Gerasimenko, V.A. Opalev, V.V. Saltovskiy

There are considered basic problems of processes of gas exchange of two-stroke diesel engines of which decision has allowed to improve their characteristics. Distinctive feature of these processes is cyclicity of operation of the engine which is accompanied by the pulse and wave effects in exhaust system. The account of these phenomena in a combination with ejection effects of jet currents has allowed to improve an exhaust collector that has led to increase of power of the engine and decrease in the specific fuel consumption. The one-dimensional mathematical models which have provided sufficient convergence of experimental and calculated results on Strouhal numbers are applied for the description of processes in a collector, to vibration frequencies and possible resonances, acoustic sources of disturbances.

Key words: diesel, exhaust collector, pulse exhaust system.

Алехин Сергей Алексеевич – генеральный конструктор Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Васильев Евгений Степанович – начальник отдела Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Герасименко Владимир Петрович – д-р техн. наук, проф., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина.

Опалев Василий Анатольевич – начальник лаборатории Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Салтовский Владимир Викторович – главный конструктор Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.